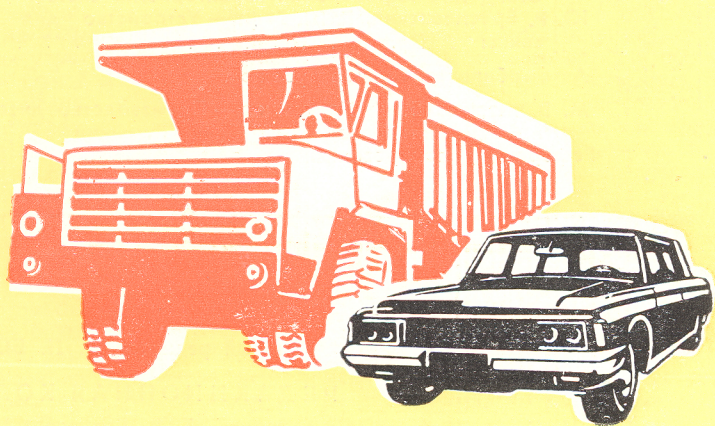


# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1984

11



# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Е. П. Блюдов, И. К. Дельцов — О некоторых путях обеспечения автомобилей запасными частями . . . . .	1
---	---

### ДВИГАТЕЛИ

В. И. Мальчук, В. И. Трусов, Н. С. Алехин, А. А. Мухарский — Организация подачи и распыливания топлива в дизеле с несимметричным расположением форсунок	2
Н. М. Рудницкий, В. И. Карон, А. В. Лысых — Эффективный способ упрочнения колеччатых валов из высокопрочного чугуна	4
М. А. Григорьев, С. М. Левит, Ю. Н. Никитин — Снижение вибрации гильз цилиндров — резерв уменьшения расхода масла на угар	6
М. П. Шебатинов, П. П. Сбитнев, И. И. Прохоров — Пластическая деформация и износ гильз из серого чугуна . . . . .	7

### АВТОМОБИЛИ

О. Я. Заславский — Повышение долговечности уплотнений . . . . .	9
А. М. Горелик, Ю. Ф. Конасов, А. Е. Плетнев — Оценка эффективности гидравлических и гидропневматических амортизаторов . . . . .	10
Г. М. Волохов, П. Д. Павленко, Ю. Н. Петер, А. Н. Шамин — Повышение прочности соединений поперечных и продольных элементов автомобильных рам . . . . .	12
А. П. Калмыков — О закономерности изменения развала управляемого колеса	13
Н. Н. Яценко, А. И. Зарайский — Деформации листовых рессор при форсированных полигонных испытаниях	15
Г. М. Багров, С. П. Андреев — Облицовка радиатора легкового автомобиля . . . . .	18
Л. А. Румянцев, Ю. К. Есеновский-Лашков, И. Л. Юрин — Диапазонная гидропередача для автомобилей большой грузоподъемности . . . . .	19

### ТЕХНОЛОГИЯ И МАТЕРИАЛЫ

А. И. Белов — Пластические массы в автомобилестроении . . . . .	22
П. Е. Елхов, А. С. Калашников, А. А. Васильев — Новое в обработке колес с зубом переменного профиля . . . . .	24
А. М. Васильев, Ю. П. Мочаев, А. М. Рудской — Отделочная обработка иглы распылителя дизеля . . . . .	25
Г. М. Лаврухин — Новые материалы для металлокерамических дисков . . . . .	26
А. А. Андрушевич, А. И. Храменков — Литейные сплавы цветных металлов для автомобилестроения . . . . .	27
С. В. Подсобляев — Внедрение прогрессивной технологии — важнейший путь повышения эффективности производства . . . . .	29

### ИНФОРМАЦИЯ

Из истории советского автомобилестроения	
М. Б. Андреев — Автозавод имени Ленинского комсомола . . . . .	30
Л. И. Добрых, М. Ф. Шумский, Н. К. Крыжановский — Новые карьерные автомобили-самосвалы БелАЗ-7519 и БелАЗ-75191. Кабина, кузов и опрокидывающий механизм . . . . .	33
Новые нормативные материалы	
ГОСТ на шины, резиновые рукава, контрольно-измерительные приборы и др. . . . .	34
Оборудование для нужд отрасли	
Л. А. Кладченко — Новые вибробункеры . . . . .	35
В. И. Ковицкий, Ю. А. Синюшкин, Т. М. Наумова, В. В. Шестаков, В. И. Суржик — Стенд для определения характеристик систем поддрессоривания . . . . .	36
Ю. Р. Брусилловский, Е. Ш. Гофт — Устройство для уборки окалины из масляной ванны . . . . .	38
Автомобилестроение за рубежом	
М. В. Мазинг, Б. И. Прудников — Производство дизельной топливной аппаратуры в Социалистической Республике Румынии . . . . .	38
Рефераты депонированных статей . . . . .	40

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. гл. редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин



устанавливающие, начиная с 1984 г., требования по разработке новых моделей автомобильной техники к обеспечению эксплуатации рам, кабин и кузовов без капитального ремонта и базовых деталей без замены в течение запланированного ресурса до списания, основных агрегатов — без переборки до первого капитального ремонта. При проведении полигонных и эксплуатационных испытаний автомобилей на подтверждение ресурса установлен контрольный расход запасных частей по стоимости, который не должен превышать заданных значений. Повышены также требования к ремонтпригодности выпускаемых изделий, особенно базовых и металлоемких деталей автомобилей и двигателей (коленчатые и распределительные валы, блоки цилиндров и гильзы, картеры коробок передач и мостов и др.). В номенклатуру запасных частей вводятся специальные ремонтные комплекты деталей для восстановления работоспособности узлов в сборе. Совершенствуются методы и технология, в том числе восстановления изношенных деталей и узлов.

Последние имеют огромное народнохозяйственное значение, поскольку расход материалов при восстановлении деталей в десятки раз меньше, чем при изготовлении новых.

Повышение ресурса автомобилей до 350—400 тыс. км позволит сократить число капитальных ремонтов полнокомплектных автомобилей путем изъятия из парка предельно изношенных, т. е. как физически, так и морально устаревших. Причем выбраковку таких автомобилей целесообразно производить только через авторемонтные предприятия, так как это позволит более полно использовать остаточный ресурс деталей и узлов.

При пересмотре Положения о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта предусматривается максимально ограничить число капитальных ремонтов полнокомплектных автомобилей за счет замены в эксплуатации капитально отремонтированных на ремонтных заводах агрегатов и узлов.

Важнейшим направлением в работе предприятий отрасли следует считать дальнейшее совершенствование системы обеспечения потребителей запасными частями и, в первую очередь, легковых автомобилей ЗАЗ, ВАЗ, «Москвич», карьерных самосвалов БелАЗ, грузовых автомобилей и двигателей КамАЗ, поскольку на производственные объединения, выпускающие эти автомобили, возложены функции по разработке пла-

нов производства запасных частей, распределению и реализации фондов на них. Они же должны заниматься и разработкой и освоением технологии ремонта основных и базовых деталей. Такой опыт уже есть. Например, опыт Ярославского моторного завода, который не только разработал и освоил технологию восстановления коленчатых валов и шатунов двигателей ЯМЗ-240, но и осуществляет промышленное их восстановление, внедрение своей технологии на ремонтных заводах Госкомсельхозтехники и других ведомств.

В целях высвобождения производственных мощностей предприятий и увеличения производства запасных частей к выпускаемым автомобилям, а также автомобилям, намечаемым к выпуску, целесообразно своевременно прекращать изготовление ряда агрегатов в сборе, базовых и корпусных деталей, поставляемых для снятых с производства более 10—15 лет тому назад моделей автомобилей. Этот вопрос на будущее может решаться за счет опережающей поставки таких деталей и хранения их задела, а также за счет замены агрегатов или узлов, особенно на комплектные неавтомобильной техники, другими агрегатами и узлами, производство которых сохраняется на заводах отрасли. Положительный результат может быть получен также за счет пересмотра и согласования с предприятиями — изготовителями машин нетранспортного назначения (например, коммунальных машин) комплектности поставляемых заводами отрасли изделий, поскольку в ряде случаев многие детали и узлы, иногда даже рамы и кабины, на этих предприятиях просто демонтируются. Их использование в качестве запасных частей должно осуществляться через снабженческие и сбытовые организации.

Реализация на практике изложенных выше мероприятий, направленных на дальнейшее увеличение ресурса выпускаемых изделий, повышение их ремонтпригодности и качества ремонта, расширение номенклатуры и объемов восстановления изношенных деталей, улучшение использования запасных частей в сфере эксплуатации и ремонта, совершенствование системы снабжения ими потребителей, развитие производственных мощностей и увеличение выпуска дефицитных запасных частей будет способствовать решению вопроса обеспечения автомобильного парка запасными частями, снижению их удельного расхода и экономии материальных и трудовых ресурсов в народном хозяйстве страны.

# ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.436.038.8

## Организация подачи и распыливания топлива в дизеле с несимметричным расположением форсунок

Канд. техн. наук В. И. МАЛЬЧУК, канд. техн. наук В. И. ТРУСОВ, Н. С. АЛЕХИН, А. А. МУХАРСКИЙ

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский автозавод им. И. А. Лихачева

**В** ВЫСОКОБОРОТНЫХ автотракторных дизелях большое распространение получили камеры сгорания в поршне с несимметричным (относительно оси камеры сгорания) расположением форсунки. Такое конструктивное решение в основном обусловлено необходимостью разместить в головке цилиндра не только форсунку, но и впускной и выпускной

клапаны. В некоторых случаях (например, в дизелях фирм МАН и «Дейтл») значительное смещение форсунки относительно оси камеры сгорания связано с особенностями организации процесса смесеобразования. Однако оптимальный процесс смесеобразования возможен в случае, если все топливные струи достигают стенок камеры сгорания одновременно и ис-

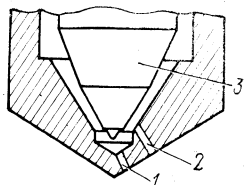


Рис. 1. Схема носка открытого распылителя закрытого типа

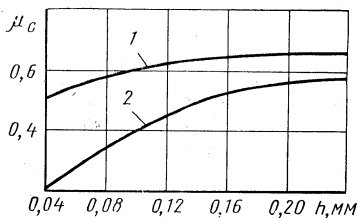


Рис. 2. Гидравлические характеристики распыливающих отверстий

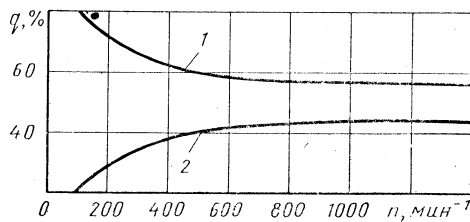


Рис. 3. Зависимость объемной цикловой подачи топлива от частоты вращения вала насоса

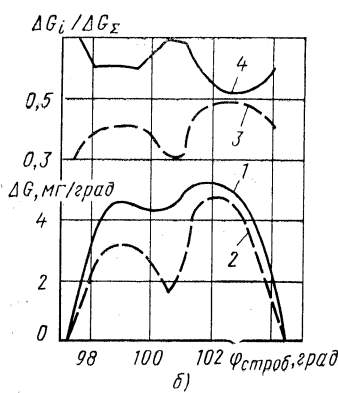
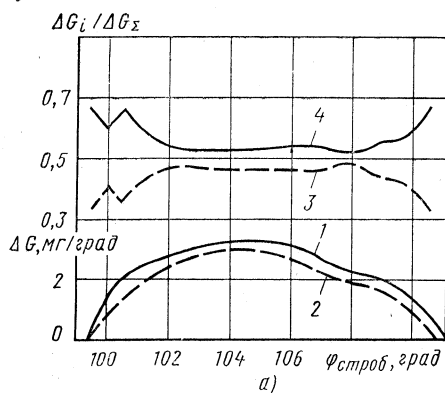


Рис. 4. Характеристики впрыска топлива при частотах вращения вала насоса, равных 1400 мин<sup>-1</sup> (а) и 600 мин<sup>-1</sup> (б):

1 — для распыливающего отверстия первой группы; 2 — для распыливающего отверстия второй группы; 3 — зависимости отношения расхода топлива за 1 град поворота кулачкового вала насоса через отверстие второй группы к расходу через отверстия обеих групп; 4 — зависимости отношения расхода топлива за 1 град поворота кулачкового вала насоса через отверстие первой группы к расходу через отверстия обеих групп

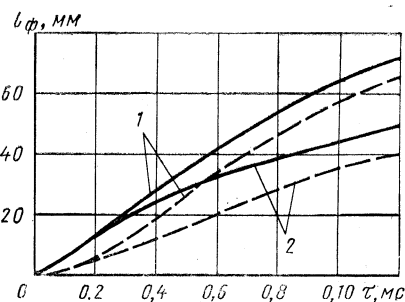


Рис. 5. Параметры струй распыленного топлива при частоте вращения вала насоса, равной 1400 мин<sup>-1</sup> кривая (1) и 600 мин<sup>-1</sup> кривая (2)

пользование кислорода во всех зонах смешения его с топливом одинаковое. Несимметричное же расположение форсунки такой процесс смесеобразования обеспечить не может. Поэтому на практике углы в плане между осми топливных струй, создаваемых форсунками, выполняют разными. (При этом предполагается, что все распыливающие отверстия форсунок имеют одинаковые диаметры). Однако и это не всегда позволяет эффективно осуществлять процесс смесеобразования, в частности, обеспечить необходимые коэффициенты избытка воздуха во всех зонах камеры сгорания в широком диапазоне режимов работы двигателя, включая пуск и холостой ход. Поэтому пытаются улучшить распределение топлива по камере сгорания и другими способами.

Оптимальным с точки зрения топливной экономичности и технологичности конструкции был бы такой распылитель, который при одинаковых диаметрах распыливающих отверстий обеспечивал бы заданные (оптимальные) характеристики распыливания и распределения топлива во всех зонах камеры сгорания и на всех возможных в условиях эксплуатации режимах работы дизеля. В частности, при полных нагрузках — большую длину струи, большую подачу топлива в наиболее удаленные (от носка распылителя) области камеры сгорания, а в близлежащие зоны — меньшие длину струи и объемные подачи.

И такое решение возможно. Оно — в создании распылителей с неодинаковыми коэффициентами расходов распыливающих отверстий. Как показали проведенные в МАДИ и на ЗИЛе исследования, реализовать его можно за счет выбора места расположения входных кромок распыливающих отверстий и величины запирающей иглы форсунки.

Одна из конструкций такого распылителя показана на рис. 1. Характерная ее особенность — наличие двух групп распыливающих отверстий. Входные кромки первой их группы (отверстие 1) находятся на внутренней поверхности объема, расположенного под иглой 3, а кромки второй группы (отверстие 2) — на запирающей конической поверхности седла корпуса распылителя. В силу этого коэффициенты расхода распыливающих отверстий не только различаются между собой, но и существенно зависят от положения иглы (рис. 2). Из рисунка видно, что коэффициенты  $\mu$  расходов распыливающих отверстий первой группы (кривая 1) при максимальном подъеме  $h$  иглы примерно на 10% больше, чем у распыливающих отверстий второй группы (кривая 2). При частичных подъемах иглы, т. е. при работе дизеля с нагрузками, меньшими номинальных, пропускная способность распыливающих отверстий первой группы в 1,5—2 раза выше, чем второй. Это означает, что рассматриваемая конструкция распылителя действительно может обеспечить направленное изменение скоростных характеристик топливоподачи, впрыскивания и распределения топлива по объему камеры сгорания.

Рассмотрим некоторые результаты безмоторных испытаний опытного варианта распылителя, созданного на данном принципе.

Основные конструктивные характеристики топливной системы следующие: диаметр плунжера и ход плунжера — 8,0 мм; профиль кулачка вала топливного насоса — тангенциальный; объем топлива, сосредоточенный в штуцере насоса — 1400 мм<sup>3</sup>, в корпусе форсунки — 500 мм<sup>3</sup>; длина топливопровода — 450 мм, внутренний диаметр — 1,6 мм; форсунка — бесштанговая, с шелевым фильтром; распылитель — закрытого типа, с двумя распыливающими отверстиями, эквивалентными

проходным сечением при максимальном подъеме иглы, равном 0,195 мм<sup>2</sup>.

Распределение топлива по распыливающим отверстиям по внешней скоростной характеристике исследованной системы топливоподачи, укомплектованной опытным вариантом распылителя, показано на рис. 3. Как видно из рисунка, на режиме номинальной мощности (при частоте вращения кулачкового вала насоса, равной 1400 мин<sup>-1</sup>) через распыливающее отверстие первой группы (кривая 1) впрыскивается 56% топлива, а через распыливающее отверстие второй группы (кривая 2) — 44% (диаметры отверстий обеих групп 0,42 мм). При уменьшении частоты вращения кулачкового вала насоса расход топлива по распыливающим отверстиям перераспределяется. Например, на режиме пуска двигателя (частота вращения кулачкового вала насоса 50—100 мин<sup>-1</sup>) через распыливающее отверстие первой группы подается уже до 80% цикловой подачи.

Полученные результаты, как упоминалось выше, объясняются большим влиянием положения иглы распылителя на коэффициенты расходов распыливающих отверстий. В частности, на режиме пуска, который соответствует  $h < 0,15$  мм, коэффициент расхода у распыливающих отверстий первой группы в 1,5—2 раза выше, чем у второй группы.

Характеристики впрыска опытной системы (топливоподачи) приведены на рис. 4. Как видно из рисунка, на всех исследованных режимах работы системы через распыливающее отверстие первой группы поступает большая часть цикловой подачи. При этом характерно, что наибольшие различия в объемных скоростях впрыскивания наблюдались в начальные и конечные фазы впрыскивания, т. е. при частичных подъемах иглы.

Результаты исследований динамики топливных струй опытного распылителя представлены на рис. 5. Из него следует, что на всех исследованных режимах передний фронт топливной струи через распыливающие отверстия первой группы (сплошные линии) опережает передний фронт струи через отверстия второй группы (штриховые линии).

Таким образом, результаты испытанного опытного распылителя показывают, что даже при одинаковых диаметрах распыливающих отверстий он обеспечивает направленное перераспределение подачи и необходимое изменение распределения распыленного топлива по всему объему камеры сгорания. При этом распыливающие отверстия первой группы следует ориентировать в направлении наиболее удаленных стенок и объемов камеры сгорания, а распыливающие отверстия второй группы, наоборот, на ближние ее стенки и объемы.

Предлагаемый способ организации распыливания топлива в камере сгорания был апробирован на перспективном дизеле Ч11/11,5 с так называемым «пристеночным» смесеобразованием. Опытный вариант распылителя имел, как и исходный, два распыливающих отверстия. Направление топливных струй и эквивалентное проходное сечение распылителя также не отличались от исходного. При этом распыливающее отверстие первой группы, обеспечивающее большую длину струи и подачу топлива, ориентировалось в зону 1 камеры сгорания (рис. 6), а распыливающее отверстие второй группы — в зону 2. Результаты сравнительных исследований рабочего процесса при исходной (сплошные линии) и опытной (штриховые линии) системах топливоподачи приведены на рис. 7, а, б.

Анализ нагрузочных характеристик двигателя при частоте вращения коленчатого вала, равной 2800 мин<sup>-1</sup> (рис. 7, а), показывает, что сравниваемые комплекты системы топливоподачи с точки зрения топливной экономичности и содержания сажи в продуктах сгорания практически равноценны. При ма-

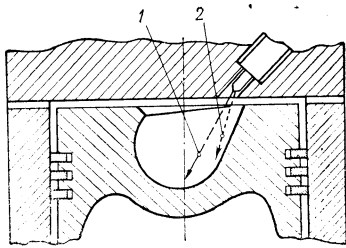


Рис. 6. Схема ориентации струй распыленного топлива в камере сгорания дизельной установки Ч11/11,5

лых же частотах вращения коленчатого вала комплектация системы топливоподачи опытным распылителем выгоднее во всем диапазоне нагрузочных режимов — уменьшение удельного индикаторного расхода топлива достигает 7 г/(кВт·ч), что объясняется особенностями распределения топлива по камере сгорания, о которых говорилось выше.

Результаты сравнительных испытаний пусковых качеств дизеля показаны на рис. 8. Из него видно, что серийная комплектация (сплошная линия) системы топливоподачи обеспечивала устойчивый пуск исследованного дизеля до температуры 261 К. Опытная же (штриховая линия) — при всех исследован-

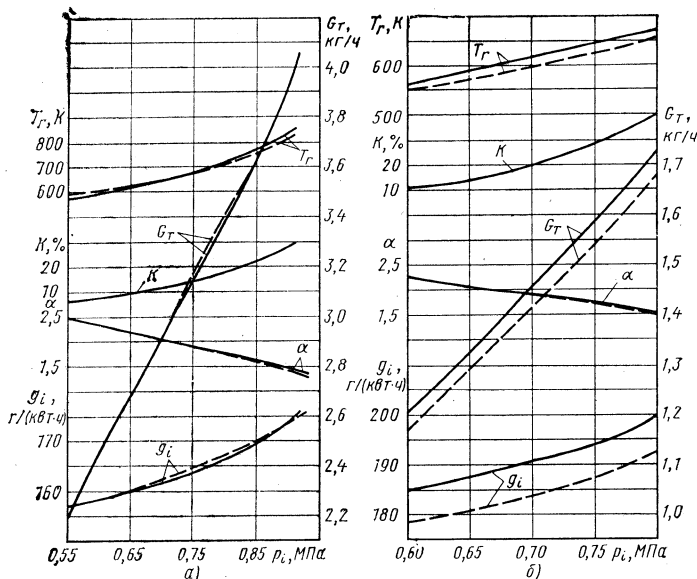


Рис. 7. Нагрузочная характеристика одноцилиндровой дизельной установки Ч11/11,5 при частоте вращения коленчатого вала, равной 2800 мин<sup>-1</sup> (а) и 1200 мин<sup>-1</sup> (б)

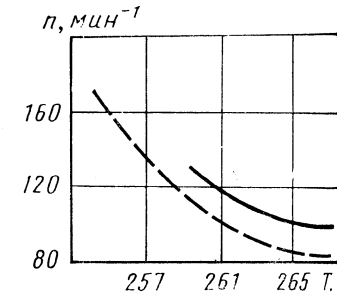


Рис. 8. Зависимость минимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля 8Ч11/11,5 при пуске от температуры воздуха

ных температурах, причем пуск был устойчивый при меньших частотах вращения коленчатого вала. Отмеченные преимущества опытной комплектации системы топливоподачи перед исходной объясняются тем, что она осуществляет впрыскивание основной массы топлива (до 80%) через распыливающее отверстие первой группы, которое ориентировано в объемную зону камеры сгорания, где на режимах пуска более высокая температура воздушного заряда.

УДК 629.113:621.43-233.13

## Эффективный способ упрочнения коленчатых валов из высокопрочного чугуна

Д-р техн. наук Н. М. РУДНИЦКИЙ, В. И. КАРОН, А. В. ЛЫСЫХ НАМИ

**В**ЫСОКОПРОЧНЫЙ перлитный чугун за последние десятилетия получил широкое распространение в качестве материала для коленчатых валов карбюраторных двигателей. В ряде случаев его используют и для изготовления коленчатых валов дизелей малой мощности.

Вытеснение стальных валов чугунами объясняется меньшей стоимостью последних, снижением припусков на механическую обработку при замене стальных поковок отливками, экономией стального проката. Вместе с тем до настоящего времени коленчатые валы из высокопрочного чугуна не применяются в мощных дизелях грузовых автомобилей и в некоторых форсированных карбюраторных двигателях. Это обстоятельство связано с меньшим их сопротивлением усталости по сравнению со стальными валами. Так, при одинаковых размерах коленчатого вала, изготовленного из высокопрочного чугуна, и вала из нормализованной углеродистой стали предел выносливости первого оказывается в среднем на 30% меньшим, чем второго, и примерно в 2 раза меньшим, чем при использовании улучшенных легированных сталей.

Единственный применяемый в настоящее время способ повышения сопротивления усталости коленчатых валов из высокопрочного чугуна — накатка галтелей роликами — не позволяет повысить их предел выносливости даже до уровня, достигаемого на упрочненных накаткой валах из нормализованной стали.

Проведенные ранее работы показали, что значительно более эффективным способом упрочнения коленчатых валов из высокопрочного чугуна является наведение в материале температурных остаточных напряжений. В частности, было установлено: при таком упрочнении коленчатые валы двигателей МеМЗ-966 и МеМЗ-968, термически обработанные после окончательной механической обработки галтелей, имели предел выносливости, близкий к пределу выносливости коленчатых валов из легированных сталей.

Рассмотрим, как влияют размерные параметры коленчатых валов из высокопрочного чугуна на достигаемую эффективность их упрочнения температурными остаточными напряжениями. Сделаем это по результатам испытаний на усталость

коленчатых валов двигателей ВАЗ-2103, ЗМЗ-24 и ЗМЗ-53, упрочненных и не упрочненных температурными остаточными напряжениями. (Температурные остаточные напряжения создавались в изделиях путем их нагрева в электропечи до 950–970 К с выдержкой в течение 40–60 мин и последующим охлаждением в воде с температурой 290–295 К.)

Как оказалось, наибольшее упрочнение коленчатых валов обеспечивалось при термическом упрочнении, проводившемся после окончательной механической обработки. Аналогичный эффект упрочнения может быть достигнут при проведении такой предварительной механической обработки отливок, при которой район галтелей подвергается окончательной обработке, а на цилиндрической поверхности шеек оставляется припуск, удаляемый после упрочнения.

Менее эффективно упрочнение коленчатых валов, достигаемое при термической обработке, проводимой непосредственно на отливках. В этом случае в результате последующей механической обработки в поверхностном слое готовых деталей сохраняется меньший уровень остаточных напряжений и создается меньшее упрочнение. Вместе с тем такое упрочнение не требует предварительной механической обработки отливок, упрощает технологический процесс упрочнения коленчатых валов, и его целесообразно использовать в случаях, когда достигаемый при этом уровень упрочнения оказывается достаточным.

Испытания коленчатых валов на усталость проводились на стенде при симметричном изгибе отсегок вала в плоскости кривошипов. Частота нагружения была принята равной 30 Гц. По результатам проведенных испытаний строились кривые зависимости величины амплитуды номинальных напряжений от числа циклов нагружения до полного разрушения. По полученным кривым определялся предел выносливости коленчатых валов при базе испытания 10<sup>7</sup> циклов.

Основные размеры испытанных коленчатых валов помещены в табл. 1, а механические свойства использованного для их изготовления высокопрочного чугуна — в табл. 2. В таблицах приведены и данные по испытанным ранее коленчатым валам двигателей МеМЗ. В качестве примера на рис. 1 при-

Таблица 1

Марка двигателя	Радиус галтели, мм	Толщина щеки, мм	Толщина щеки в косом сечении, мм	Ширина щеки, мм	Перекрытие щеки, мм	Отношение величины перекрытия щеки к толщине щеки
MeM3-966	2	16	21,6	124	7	0,44
MeM3-968	2,3	21	22,3	139	3,3	0,16
BA3-2103	3	19,6	23,4	75	8,5	0,44
3M3-24	3,5	18,5	28,6	90	15	0,81
3M3-53	1,5	20,3	31,4	90	22	1,08

\* Для валов двигателей BA3-2103 и 3M3-24 приводится величина для толстых щеки.

водятся кривые усталости коленчатых валов двигателя BA3-2103. Для этих валов наряду с оценкой эффективности температурных остаточных напряжений определялось влияние накатки галтелей роликами, проводившейся в производственных условиях завода. Из приведенных на рис. 1 кривых следует, что температурные остаточные напряжения при указанном выше режиме упрочнения отливок позволили повысить предел выносливости рассматриваемых коленчатых валов с 75 до 150 МПа, или в 2 раза. При упрочнении валов, проводившемся после окончательной механической обработки, их предел выносливости повысился до 170 МПа. Но после накатки галтелей роликами предел выносливости повысился только до 110 МПа.

Таблица 2

Условия сравнения	$\sigma_{в}$ , МПа	$\sigma_{т}$ , МПа	$\delta_s$ , %	$\sigma_{-1}$ , МПа	НВ
Горьковский автозавод					
Минимальные значения для чугуна ВЧ-60-2, ГОСТ 7293-79	588	393	2,0	—	200—280
Значения, полученные для испытанных валов	644	418	5,0	335	230
Мелитопольский моторный завод					
Минимальные значения для чугуна ВЧ-50-2, ГОСТ 7293-79	490	343	2,0	—	180—260
Волжский автозавод им. 50-летия СССР					
Минимальные значения для чугуна ВЧ-80-2, ГОСТ 7293-79	784	490	2,0	—	250—330
Значения, полученные для испытанных валов	920	576	6,0	325	272

Примечание. Статические характеристики определялись на образцах диаметром 6 мм, предел выносливости на образцах диаметром 7 мм.

Как следует из рис. 1, кривые 1 и 2 для неупрочненных и упрочненных путем накатки роликами валов пересекаются при напряжении, равном 165 МПа. Следовательно, перегрузка коленчатых валов такими напряжениями приводит к полному удалению созданных накаткой сжимающих напряжений и ликвидации существовавшего упрочнения валов.

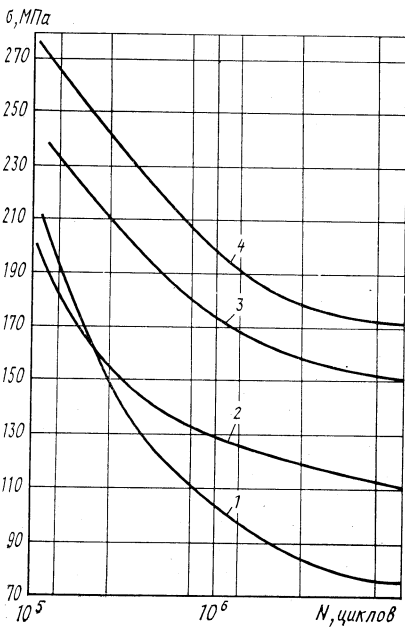


Рис. 1. Результаты испытаний на усталость коленчатых валов двигателей BA3-2103: 1 — без упрочнения; 2 — после упрочнения накаткой галтелей роликами; 3 — упрочнение в отливках охлаждением с 950—970 К в холодной воде; 4 — упрочнение после окончательной механической обработки охлаждением с 950—970 К в холодной воде.

Сравнительно низкая устойчивость сжимающих остаточных напряжений, создаваемых накаткой галтелей роликами (и тем более создаваемых при наклепе деталей дробью), объясняется относительно неглубоким залеганием этих напряжений в поверхностном слое концентратора. В отличие от таких напряжений, температурные сжимающие остаточные напряжения распределены по сечению на значительно большей глубине, на которой возникает более высокая объемность напряженного состояния, и, таким образом, создаются условия для сохранения остаточных напряжений при гораздо более высоких нагрузках.

Величина предела выносливости испытывавшихся коленчатых валов, не подвергавшихся упрочнению, упрочненных температурными остаточными напряжениями путем термической обработки отливок, и валов, упрочненных после их окончательной механической обработки, приведена в табл. 3.

Таблица 3

Марка двигателя	Предел выносливости, МПа		
	Без упрочнения	Упрочнение в отливке	Упрочнение после окончательной обработки
MeM3-966	50	80	110
MeM3-968	75	135	170
BA3-2103	75	150	170
3M3-24	90	150	220
3M3-53	100	175	260

Результаты проведенных испытаний были использованы для построения зависимости (рис. 2) предела выносливости упрочненных и неупрочненных коленчатых валов от отношения величины перекрытия щеки к их толщине. Как следует из рисунка, при отсутствии упрочнения предел выносливости рассматриваемых валов изменяется в зависимости от указанного отношения в пределах от 70 до 100 МПа. При этом между пределом выносливости, выраженным в МПа, и данным отношением наблюдается зависимость, близкая к линейной:  $\sigma_1 = 65 + 30 \Delta/h$ . Исключение составляют коленчатые валы двигателя MeM3-966, у которого из-за несимметричной формы щеки номинальная величина предела выносливости снижается до 50 МПа и поэтому приведенной зависимостью не описывается.

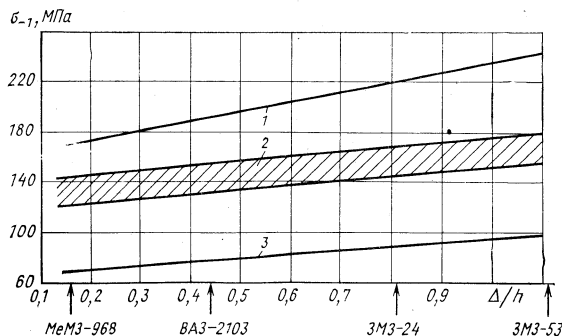


Рис. 2. Зависимость предела выносливости коленчатых валов автомобильных двигателей из высокопрочного чугуна от отношения  $\Delta/h$ : 1 — без упрочнения; 2 — упрочнение в отливках охлаждением с 950—970 К в холодной воде; 3 — упрочнение после окончательной механической обработки

При упрочнении температурными остаточными напряжениями отливок минимальная величина предела выносливости изготовленных из них валов изменяется от 120 до 160 МПа, а при упрочнении валов, обработанных на окончательный размер, от 170 до 240 МПа. В последнем случае предел выносливости упрочненных валов может быть определен из выражения:  $\sigma_{-1} = 156 + 80 \Delta/h$ . Рассеяние предела выносливости валов, упрочнение которых проводилось на отливках, может быть объяснено различием припусков на механическую обработку отливок, принятых на заводах-изготовителях.

Из приведенных на рис. 2 кривых 1 и 3 следует, что, несмотря на значительно большее относительное перекрытие щеки, предел выносливости коленчатых валов двигателя BA3-2103 как неупрочненных, так и упрочненных после окончательной механической обработки, практически не отличается от полученного для валов двигателя MeM3-966. Вместе с тем отношение величины перекрытия щеки к толщине щеки у двигателя BA3-2103 (0,44) значительно превышает это отношение для двигателя MeM3-966 (0,16), что должно было привести к более высокому пределу выносливости валов первого из этих двигателей как в неупрочненном состоянии, так и после упрочнения.

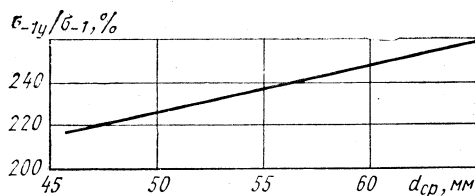


Рис. 3. Зависимость отношения пределов выносливости упрочненных коленчатых валов к неупрочненным  $\sigma_{-1y}/\sigma_{-1}$  от полусуммы диаметров коренной и шатунной шеек

Следует предположить, что заниженная величина предела выносливости валов двигателя ВАЗ-2103 объясняется слишком высоким уровнем статической прочности используемого в этом случае высокопрочного чугуна, приводящим к некоторому снижению сопротивления усталости, повышению чувствительности к концентрации напряжений и к масштабу фактору. Кроме того, повышенная величина предела текучести рассматриваемого чугуна могла привести к снижению уровня создаваемых температурных остаточных напряжений и таким образом снизить создаваемое упрочнение.

Все перечисленные факторы, как видно из рис. 2, не сказались на пределе выносливости валов двигателя ВАЗ-2103, упрочнявшихся до механической обработки. Это может быть объяснено несколько меньшим припуском, оставляемым на механическую обработку отливок для этих валов.

На рис. 3 показана зависимость отношения предела вынос-

ливости коленчатых валов, упрочненных после окончательной механической обработки, к пределу выносливости неупрочненных от среднего диаметра коренных и шатунных шеек. Из него видно, что с увеличением диаметра шеек уровень возникающих при упрочнении сжимающих остаточных напряжений возрастает. Соответственно увеличивается и предел выносливости упрочненных валов. У коленчатых валов, упрочнявшихся до механической обработки, из-за различия припусков наблюдался значительный разброс рассматриваемого отношения (от 150 до 200%), не позволивший выявить влияние размера шеек на достигаемое упрочнение.

Результаты проведенных испытаний показали, что упрочнение температурными остаточными напряжениями коленчатых валов со средним диаметром шеек, превышающим 60 мм, позволяет увеличить их предел выносливости в 2,5 раза и более. Величина предела выносливости коленчатого вала при этом превышает 250 МПа и становится большей, чем у коленчатых валов из легированных сталей, упрочненных накаткой, азотированием и другими способами. Для достижения такого наиболее эффективного упрочнения термическая обработка валов должна осуществляться после предварительной механической обработки, при которой производится окончательная обработка галтелей и оставляется припуск только на цилиндрической поверхности шеек. Этот припуск удаляется после упрочнения заготовки температурными остаточными напряжениями. Упрочненные таким способом коленчатые валы могут найти применение в дизелях грузовых автомобилей, а также в их карбюраторных двигателях, где из-за сравнительно низкого сопротивления усталости коленчатые валы из высокопрочного чугуна до настоящего времени не применялись.

УДК 621.499.3:629.113:621.892.2

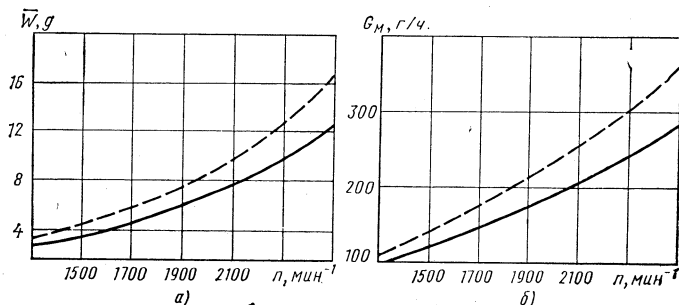
## Снижение вибрации гильз цилиндров — резерв уменьшения расхода масла на угар

Д-р техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, С. М. ЛЕВИТ, канд. техн. наук Ю. Н. НИКИТИН

НАМИ

**М**ЕХАНИЗМ угара масла в двигателях изучался многими исследователями. Ими были рассмотрены пути проникновения масла в камеру сгорания, влияние скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя, вязкости масла, конструкции деталей и другие влияющие на угар масла факторы. Однако до настоящего времени не было попытки рассмотрения механизма смазки деталей цилиндро-поршневой группы и расхода масла на угар с учетом вибрации гильзы цилиндра. Этот фактор большинством исследователей изучался только в связи с кавитационными разрушениями поверхностей трения, омываемых охлаждающей жидкостью, а также при анализе генерируемого двигателем шума. Ими было установлено, что источниками вибрации гильзы цилиндра являются перекадка поршня и ударное воздействие газов при сгорании. В частности, отмечалось, что при отсутствии щелевого эффекта кавитационные разрушения гильзы цилиндра возникают при пиковом значении ускорения стенки гильзы, начиная с величины 140g, и усиливаются с нарастающей интенсивностью до 400g. Например, для стенки гильзы цилиндра двигателей КамАЗ-740 и ЯМЗ-238НБ пиковые значения виброускорения достигают 140—250g (среднеквадратичные значения 16—18g).

Таким образом, ранее выполненные исследования позволили установить как причины, так и величины виброускорений стенок гильз цилиндров. Поэтому следующим шагом, естественно, должно было стать выявление связей между вибрациями и расходом масла на угар. Рассмотрим этот вопрос подробнее.



Зависимость среднеквадратичного ускорения гильзы цилиндра (а) и расхода масла на угар (б) от частоты вращения коленчатого вала с введением проточки на поршне (сплошная линия) и без нее (штриховая линия)

Известно, что большое влияние на расход масла оказывает масляная пленка на рабочей поверхности гильзы. Для двигателя КамАЗ-740 ее толщина между первым компрессионным кольцом и зеркалом гильзы в районе ВМТ не превышает 1—3 мкм. Вместе с тем у него кроме масляной пленки небольшой толщины, остающейся на поверхности гильзы после прохода первого компрессионного кольца при ходе поршня от ВМТ к НМТ, обнаруживаются локальные утолщения масляной пленки (в виде валика над первым компрессионным кольцом в месте его останова в ВМТ, а также масляной дорожки от прохода замка). Эти утолщения могут в десятки раз превышать толщину пленки после прохода первого компрессионного кольца. В связи с этим было высказано предположение о возможности срыва капелек масла из локальных утолщений в рабочий объем камеры сгорания, связанного с вибрацией гильзы цилиндра. Предположение подтвердилось при визуальном наблюдении за поведением капелек дизельного топлива вязкостью 5 мм<sup>2</sup>/с, нанесенного в виде пленки толщиной около 0,1 мм на поверхность специальной диафрагменной пружины, вибрирующей с виброускорением 140—190g, при введении её в резонанс с частотой 700 Гц (на вибростенде).

Затем было исследовано влияние вибрации гильзы цилиндра на расход масла непосредственно на развернутом двигателе КамАЗ-740. При этом вибрация определялась в трех поясах: 55, 100 и 150 мм от верхнего бурта гильзы. Измерение расхода масла на угар выполнялось при помощи специально сконструированной установки, обеспечивающей высокую точность и стабильность замеров.

Полученные результаты показывают, что при прочих равных условиях (температура отработавших газов, частота вращения коленчатого вала, подача топлива) расход масла отслеживает изменения уровня виброускорения гильзы цилиндра, например, при увеличении угла опережения впрыска.

Вибрацию гильзы цилиндра можно уменьшить путем использования гильз с опорой на середине их длины (в этом случае повышается жесткость системы «блок — гильза — головка»); примененным составным поршней, у которых головка шарнирно соединена с юбкой (в этом случае уменьшается зазор «поршень — гильза»). Однако эти способы требуют значительных конструктивных изменений двигателя. Другой возможностью снижения вибраций гильзы цилиндра является демпфирование ударов поршня при перекадках. Его можно осуществить при помощи масляного пояса, создаваемого, например, заполнением



маслом специальной выточки в переключке над маслосъемным кольцом.

Зависимости среднеквадратичного ускорения стенки гильзы и расхода масла на угар от частоты вращения коленчатого вала двигателя приведены на рисунке. Из него видно, что наличие демпфирующего пояса, т. е. в случае, когда поршень имеет проточку, уровень виброускорения стенки гильзы и расход масла уменьшаются на 15—17%.

Таким образом, выполненные эксперименты подтверждают высказанную гипотезу о возможности срыва капелек масла из локальных утолщений масляной пленки и доказывают, что за счет конструктивных мероприятий вибрацию гильз и расход масла на угар можно значительно снизить, следовательно, уменьшить осушение рабочей поверхности гильзы цилиндра и повысить надежность работы деталей цилиндра-поршневой группы.

УДК 539.374:621.43-222.004.6

## Пластическая деформация и износ гильз из серого чугуна

Канд. техн. наук М. П. ШЕБАТИНОВ, П. П. СБИТНЕВ, канд. техн. наук И. И. ПРОХОРОВ

Горьковский институт водного транспорта

**ПРОЦЕСС** изнашивания пары «гильза — поршневое кольцо» обусловливается совместным действием пластической деформации и температуры. Первая искажает кристаллическую решетку и значительно ускоряет диффузионные процессы, вторая может существенно изменять характер взаимодействия сопряженных поверхностей, приводя к образованию различных пленок и химических соединений в поверхностных слоях. Поэтому выбор состава серого чугуна, обеспечивающего последнему наибольшую износостойкость, является проблемой не только и не столько теоретической, сколько практической. Один из путей ее решения — оптимизация структуры серого чугуна за счет легирования различными элементами. Такие исследования были проведены.

Металлографический анализ полученных чугунов показал, что в результате легирования изменяется не только структура чугуна, но и размер, количество и характер распределения включений графита и других неметаллических включений, а испытания образцов различных плавок на износ — что нелегированные и низколегированные серые чугуны претерпевают адгезию с последующим выравниванием частиц металла при схватывании (рис. 1, а, б), так как в их структуре содержится ферритная составляющая (>5%). Этому способствуют также включения графита большого размера и неметаллические включения неправильной формы, являющиеся сильными концентраторами напряжений. Так, установлено (рис. 1, б), что адгезионный износ начинается в первую очередь у включений графита, возле которых распределяется ферритная составляющая. Сильно деформированные частицы металла, являющиеся продуктом адгезионного износа, приводят к абразивному износу (рис. 1, в). Поэтому гильзы из этих чугунов, как показывает практика, имеют недостаточные эксплуатационные свойства. Как было

сказано выше, это обуславливается отсутствием оптимальной структуры, что сильно сказывается на износе пары в сложных условиях трения и особенно, когда увеличивается тепловое воздействие на поверхности скольжения или усиливается процесс абразивного износа (при этом необходимо учитывать и такие факторы, как шероховатость поверхности и степень прирастания трещины пар, активность адгезионного взаимодействия и интенсивность образования окисных пленок).

Об отсутствии оптимальной структуры у этих чугунов, особенно при высоких температурах, свидетельствует изменение твердости в интервале температур 293—1173 К (рис. 2). Из рисунка видно, что в области температур 293—770 К она падает незначительно. У нелегированных чугунов резкое уменьшение твердости начинается при температуре 773 К, а у легированных — в области более высоких температур. Прочностные свойства этих чугунов, особенно при высоких температурах, существенно выше, чем у нелегированных. В результате разупрочнение поверхностного слоя трения при больших контактных нагрузках происходит в значительно меньшей степени, чем у нелегированных чугунов. Поэтому чугуны, легированные ванадием и молибденом, обладают значительно большей износостойкостью. Причем чугуны, легированные молибденом, имеют меньший износ, чем ванадиевые.

Отрицательное влияние пластической деформации на износ чугуна, и особенно нелегированного показано на рис. 3, из которого видно, что в процессе трения при возвратно-поступательном движении сопряженных тел в небольшом поверхностном слое происходит сильная пластическая деформация. Причем у низколегированных чугунов она проявляется значительно слабее. Ее физический смысл заключается в разрыве межatomных связей и образовании микротрещин, в частности, металличе-

ской основой чугуна. Эти перестройки, как правило, идут в наиболее ослабленных и искаженных участках структуры (около межблочных границ, границ зерен, включений графита и т. д.), возле которых возникают скопления однородных дислокаций. Поэтому в процессе трения изменяется как их плотность, так и взаимное расположение. Создаваемые при этом напряжения определяются не только числом, но и избытком дислокаций одного знака. В результате растут остаточные напряжения и латентная энергия, что способствует проявлению внутреннего трения, связанного с движением дислокаций.

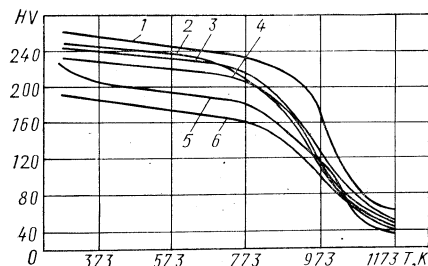


Рис. 2. Изменение твердости чугунов в зависимости от температуры испытания (чугуны, легированные соответственно:

кривая 1 — 0,3% Mo; кривая 2 — 0,3% V; кривая 3 — 0,2% Ti; кривая 4 — 2,5% Cu; кривая 5 — серый чугун СЧ 21-40; кривая 6 — чугун для дизеля фирмы «Дейц»)

С повышением прикладываемой нагрузки увеличивается и пластическая деформация, которая приводит к изменению плотности дислокаций и существенной неоднородности их распределения. В связи с этим в поверхностном слое трения начинают протекать процессы, связанные с неоднородностью структуры, увеличением температуры и наличием дефектов, в частности, повышается роль концентраторов напряжений (неметаллических включений и включений графита) и т. д. В практике возможны и такие случаи, когда только градиент температур вызывает напряжения в поверхностном слое элементов пары трения даже тогда, когда объемная температура этого элемента невысока. Это постепенно приводит к нарушению нормальной работы узла трения. Рассматривая напряженное состояние поверхности трения нелегированных и низколегированных чугунов в процессе изнашивания, следует отметить ее специфичность, которая заключается в перемещении поверхностных



Рис. 1. Характер поверхности трения:

а — адгезионный износ,  $\times 100$ ; б — поверхность адгезионного износа,  $\times 300$ ; в — абразивный износ,  $\times 100$



Рис. 3. Проявление пластической деформации в процессе трения при возвратно-поступательном движении контртела ( $\times 1000$ )

слоев трения один относительно другого (рис. 3).

Таким образом, процесс трения чугунов сопровождается удалением материала в результате многократного нарушения связей и, как правило, для деталей, находящихся в периодическом соприкосновении, имеет сложный характер. Однако при трении пары «гильза — поршневое кольцо», несмотря на незначительные контактные давления и малые скорости скольжения, все же происходит разрушение отдельных участков поверхностного слоя чугуна (рис. 4, а). Вероятно, это можно объяснить недостаточными физико-механическими свойствами чугунов при высоких температурах, а также неравномерным распределением напряжений и температур на поверхности трения, особенно резко проявляющихся при масляном голодании. Так, например, расхождение локальных температур в микрообъемах при одинаковой поверхностной температуре приводит к неадек-

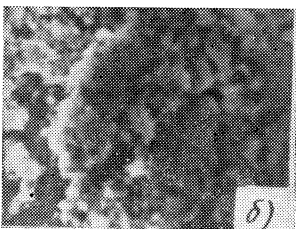
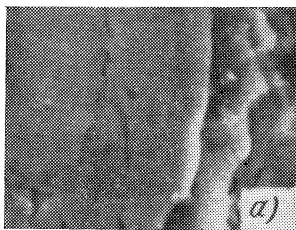


Рис. 4. Влияние пластической деформации на поверхность трения ( $\times 1000$ ):

а — разрушение отдельных участков поверхностного слоя трения; б — характер распределения пор на поверхности трения, образовавшихся в процессе скольжения

ватным изменениям структуры и механических свойств материалов, что в свою очередь, обуславливает различие износостойкости при стационарном и нестационарном тепловом режиме. Причем максимальные напряжения, возникающие в микрообъемах поверхностного слоя, существенно зависят как от нормальной, так и тангенциальной нагрузки. Следовательно, повышенный износ нелегированных и низколегированных чугунов связан с разрушением поверхностного слоя в процессе нагрева при трении или в результате сильной пластической деформации.

Для повышения долговечности детали необходимо, чтобы исходная структура чугуна не реагировала на изменение давления и температуры в интервале 770—970 К. Физико-механические свойства при этом должны быть достаточно высокими. Такой комплекс свойств можно получить только за счет ввода в расплав определенных легирующих элементов. Оказывая различное влияние на структуру металлической основы, форму неметаллических включений, форму, размер и характер распределения включений графита, они способствуют созданию оптимальной структуры чугуна в отливках, высоких физико-механических свойств и износостойкости.

Так, у чугунов, легированных ванадием и молибденом, пластическая деформация приводит к образованию пустот (рис. 4, б) и особенно у включений графита. Сотовое строение деформированного слоя с различным размером пор формируется, по-видимому, за счет усталости материала сопротивляться упругому деформированию. Одновременно с этим могут происходить процессы «залечивания» дефектов, стимуляторами которых являются повышение температуры, знакопеременный характер развития деформации и другие явления. Размер пор увеличивается по мере продолжительности трения или увеличения нагрузки и особенно у границ «матрица — включения графита», «матрица — неметаллические включения», на границах зерен и т. д. Одновременно происходит «замазывание» включений графита также, как и у нелегированных чугунов, однако в значительно меньшей степени. Это приводит к резкому снижению их смазывающего действия, а следовательно, и увеличению износа.

Внутри деформированного слоя происходит зарождение микротрещин (рис. 5), которые в сочетании с ростом пор способствуют его разрушению и являются источниками зарождения крупных трещин. Их формирование происходит в основном вдоль границ «матрица — включения графита». Достигнув определенной величины, трещины приводят к отрыву небольших объемов сильно деформированного материала. Такое разрушение вызывает так называемый износ под влиянием термоусталости.



Рис. 5. Образование трещин, способствующих отрыву деформированного металла ( $\times 1000$ )

Попадая в масло, кусочки сильно деформированного материала начинают выполнять роль абразивных частиц, способствуя в дальнейшем увеличению износа (см. рис. 1, в).

Следовательно, интенсивность разрушения поверхностного слоя под действием пластической деформации, по-видимому, определяется соотношением скорости образования и «залечивания» микротрещин и зависит от физической природы чугуна, а также термомеханических условий процесса трения. Поэтому разрушение возможно только тогда, когда накопленная поверхность трения энергия будет достаточной для протекания в рабочем слое необратимых процессов, а также зарождения и развития трещин. При этом уровень напряжений и кинетика изменения напряженного состояния в поверхностном слое трения будут являться определяющими при его разрушении в процессе трения. Именно они ответственны за процессы размножения дислокаций, вызывающих упрочнение и разупрочнение поверхностного слоя.

Итак, легирование чугуна способствует увеличению деформирующего напряжения, а следовательно, резко уменьшению пластической деформации, значит, можно подобрать концентрации легирующих элементов (Cu, Ni, V, Mo и др.) так, чтобы деформируемость чугуна была бы достаточно высокой. В частности, относительно высокое содержание в чугуне хрома (0,5—1,5%) оказывает существенное влияние на снижение пластической деформации за счет образования карбидов на его основе. При этом легирование никелем, ванадием и молибденом в пределах 0,1—0,5% значительно меньше влияет на средний уровень пластической деформации. Однако необходимо отметить, что большое содержание хрома в чугуне отрицательно сказывается на обрабатываемости отливок и к тому же не приводит к оптимальной износостойкости детали. При малой его концентрации ( $\leq 0,1\%$ ) картина резко меняется. Эффект действия ванадия и молибдена на пластическую деформацию (а следовательно, износостойкость) повышается и становится функцией их концентрации.

Раздельное легирование чугуна никелем, ванадием и молибденом с точки

Сплав	При 293 К		При 673 К		При 973 К		Износ, г/(м <sup>2</sup> ·ч)	
	$\sigma_B$ , МПа	<i>HВ</i>	$\sigma_B$ , МПа	<i>HВ</i>	$\sigma_B$ , МПа	<i>HВ</i>		
Серый чугун СЧ 21-40, легированный Mo=0,2—0,4%; P=0,2—0,4%; V=0,1—0,4%; Ti=0,07—0,15%; Cu=1,0—2,0%	3,2—4,0	209—239	2,3—3,2	198—229	1,74—2,38	167—176	13,9—1,52	5,0—2,0
СЧ 21-40	2,10	198—209	1,32	176	0,96	100	1,18	50,0

зрения управления пластической деформацией и износостойкостью целесообразно лишь при низком содержании хрома, в противном случае эффект его действия существенно перекрывает влияние этих элементов. Например, легирование никелем приводит к наиболее однородной структуре чугуна и повышенной пластической деформации. По мере повышения концентрации хрома эффект действия никеля уменьшается. Легирование ванадием и молибденом снижает пластическую деформацию чу-

чуна в среднем на 40%. Поэтому в зависимости от степени легирования пластическая деформация чугуна изменяется в довольно широких пределах. Таким образом, за счет вариации химических элементов при легировании можно получать чугуны с различной структурой, размером зерен и упрочняющих фаз, механическими свойствами, а следовательно, износостойкостью (см. таблицу). В результате общим требованием к чугуну является сочетание значительного сопротивления пла-

стической деформации с высоким сопротивлением разрушению и особенно при повышенных температурах.

Поиск критерия износостойкости материала, по-видимому, следует вести по пути определения энергии, затрачиваемой на пластическую деформацию, фазовые превращения, зарождение и рост трещин, т. е. той энергии, которая поглощается рабочей поверхностью чугуна и определяет его способность к сопротивлению изнашиванию.

# АВТОМОБИЛИ

УДК 629.113-762<401.7>

## Повышение долговечности уплотнений

Канд. техн. наук О. Я. ЗАСЛАВСКИЙ

Минский автозавод

ИЗВЕСТНО, что потеря герметичности узлов, агрегатом или системой является одним из самых распространенных отказов автотранспортных средств. Поэтому поиск путей повышения долговечности уплотнительных узлов — задача, которая представляет не только теоретический, но и огромный практический интерес.

Причина возникновения и развития негерметичности уплотнений — проникновение абразива между уплотняемым и уплотняющим элементами, затем — его внедрение в более податливый материал уплотнителя (например, в резинотехническое изделие). В результате кромка уплотнителя (скажем, манжеты) превращается в резинообразное кольцо, интенсивно изнашивающее контактную поверхность уплотняемого подвижного элемента. По мере износа поверхности последнего натяг уменьшается и образуется зазор, через который рабочая жидкость вытекает наружу. Противостоят этому процессу сначала путем периодической доливки рабочей жидкости до регламентированного конструкторской документацией уровня, а затем — заменой уплотняющих элементов. Наконец, наступает момент, когда для восстановления последующей длительной оптимальной эксплуатации узла необходима одновременная замена уплотняющих и уплотняемых элементов, что дорого и связано с большими затратами труда.

Из всего сказанного следует, что разработка технологии восстановления герметичности уплотнительных узлов, которая обеспечивала бы существенное повышение их долговечности без замены уплотняемых элементов (фланцев, валов и т. д.), представляет огромный интерес для практики проектирования, изготовления, доводки и эксплуатации автомобильной техники.

Принципиально такая технология возможна. Она, очевидно, должна предусматривать достижение требуемой герметичности только заменой уплотняющих элементов. В самом деле: долговечность нового уплотнительного узла велика потому, что не изношены контактирующие поверхности уплотняющей и уплотняемой деталей (например, кромка манжеты и шейка вала). Но если кромка манжеты изнашивается по всей своей рабочей поверхности, то шейка вала — лишь в той части, которая соприкасается с кромкой манжеты. Напрашивается вывод: чтобы надежность уплотнительного узла (после очередной замены манжеты в эксплуатации) довести до уровня надежности нового комплекта деталей, целесообразно при очередной замене манжеты в качестве уплотняемой поверхности использовать недеформированный износостойкий участок шейки вала.

Таковы принципы решения поставленной задачи. Для их реализации необходимо определить структурные составляющие уплотнительного узла (массив признаков или элементов его конструкции) и выбрать наилучший вариант их сочетания. Как это делается, рассмотрим на примере уплотнительного узла автомобиля типа МАЗ.

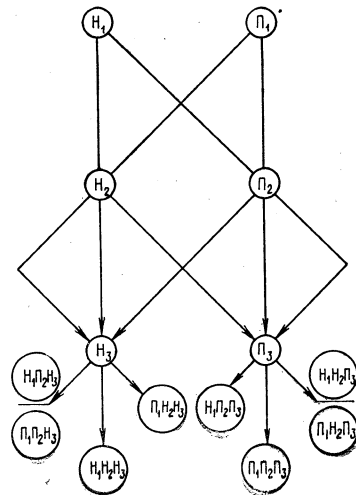
Уплотнительный узел рассматриваемого объекта включает четыре взаимосвязанных элемента: манжету, корпус манжеты, уплотняемый вал и корпус редуктора. Каждый из них, в зависимости от связей с другими элементами, может быть выполнен в двух вариантах: манжета неподвижна относительно сво-

его корпуса ( $H_1$ ); манжета подвижна относительно корпуса ( $П_1$ ); корпус манжеты неподвижен относительно корпуса редуктора ( $H_2$ ); корпус манжеты подвижен относительно корпуса редуктора ( $П_2$ ); уплотняемый вал неподвижен относительно корпуса редуктора ( $H_3$ ) и уплотняемый вал подвижен относительно корпуса редуктора ( $П_3$ ). («Подвижный» относительно других элементов — значит такой, установка которого относительно базовых поверхностей может быть избирательной; «неподвижный» — элемент, установка которого относительно базовых поверхностей может быть только одновариантной, нерегулируемой.)

Для поиска вариантов технического решения используется матричный метод, суть которого сводится к построению записи массива подобранных элементов и комбинаторному включению каждого из них в тот или иной вариант. Корпус редуктора рассматривается как неподвижный базовый элемент и поэтому не вносится в структуру матрицы. Поскольку рассматриваются лишь три оставшихся элемента, матрица (см. рисунок) имеет трехуровневое изображение. В каждый уровень входят оба варианта исполнения элемента. Соединяя каждый элемент первого уровня с каждым элементом второго уровня, а каждый элемент второго уровня с каждым элементом третьего уровня, получают общую комбинаторную схему матрицу. По ней определяют восемь возможных вариантов исполнения уплотнительного узла, каждый из которых должен быть подвергнут анализу с точки зрения достижения поставленной цели.

Из рисунка видно, что один вариант ( $H_1H_2H_3$ ), при котором все три элемента не регулируются относительно друг друга по расположению, исключает возможность перемещения контактного участка уплотняемой поверхности вдоль оси вала, следовательно, восстановление полной герметичности уплотнительного узла при данном (наиболее распространенном) варианте без замены или ремонта вала невозможно.

Рассматривая остальные семь вариантов, нетрудно заметить, что все они дают возможность избирательного размещения кромки манжеты вдоль оси уплотняемой шейки вала, однако при наличии в узле более одного подвижного элемента возникает известная неопре-



Матрица решения задачи по конструктивному исполнению уплотнительного узла

ленность в выборе их относительного положения. Это влечет за собой повышение трудоемкости изготовления узла и выполнения монтажно-демонтажных операций. Поэтому наличие в узле более одного подвижного элемента следует рассматривать как вариант с избыточными конструктивными признаками и из дальнейшего анализа исключить.

Таким образом, для последнего этапа анализа остается всего три варианта:  $P_1H_2H_3$ ;  $H_1P_2H_3$ ;  $H_1H_2P_3$ . При первом уплотнительный узел включает подвижную относительно своего корпуса манжету ( $P_1$ ) и неподвижные корпус манжеты ( $H_2$ ) и уплотняемый вал ( $H_3$ ). Здесь решение сводится к нахождению конструктивного облика подвижной связи между манжетой и корпусом, в котором она размещается. Такая связь может быть осуществлена, например, путем размещения манжеты в корпусе с набором компенсационных шайб, установка которых относительно торца манжеты дает возможность избирательно размещать последнюю вдоль оси шейки уплотняемого вала (А. с. 493580, СССР).

При втором варианте уплотнительный узел включает неподвижную относительно своего корпуса манжету ( $H_1$ ), подвижный относительно корпуса редуктора корпус манжеты ( $P_2$ ) и неподвижный относительно корпуса редуктора уплотняемый вал ( $H_3$ ). Решение сводится к поиску конструктивного облика подвижной связи между корпусом редуктора и корпусом манжеты и может быть основано на следующих соображениях: поскольку корпус манжеты (крышка) традиционно фиксирует подшипниковую опору в корпусе редуктора, а опора, в свою очередь, регламентирует неподвижное размещение уплотняемого вала относительно корпуса редуктора, корпус манжеты

должен быть размещен так, чтобы его базовые поверхности были неподвижны относительно гнезда подшипниковой опоры. В то же время манжета должна иметь возможность избирательно устанавливаться относительно того же гнезда. Значит, манжету в корпусе следует разместить асимметрично относительно его двух одинаковых монтажных торцов (А. с. 949267, СССР).

При третьем варианте уплотнительный узел включает неподвижную относительно своего корпуса манжету ( $H_1$ ), неподвижный относительно корпуса редуктора корпус манжеты ( $H_2$ ) и подвижный относительно корпуса редуктора уплотняемый вал ( $P_3$ ). В этом случае решение сводится к поиску конструктивного облика подвижной связи между корпусом редуктора и уплотняемым валом. Ввиду того, что уплотняемый вал традиционно взаимодействует с приводными элементами других агрегатов, его подвижная установка относительно корпуса редуктора потребует применения соответствующих долевых компенсаторов во взаимодействующих с ним узлах. Такое решение теоретически возможно, но влечет за собой изменение целого ряда не входящих в рассматриваемую систему элементов. Поэтому настоящий вариант следует оценить не как безусловно предпочтительный, а лишь как резервный для случая, когда возможности двух предыдущих вариантов уже использованы.

Таким образом, применение комбинаторно-матричного способа поиска нового технического решения позволяет получить достаточно большое число возможных вариантов исполнения, например, уплотнительных узлов, и выбрать из них наиболее предпочтительные с точки зрения как эффективности, так и новизны.

УДК 629.113.012.813

## Оценка эффективности гидравлических и гидропневматических амортизаторов

Канд. техн. наук А. М. ГОРЕЛИК, Ю. Ф. КОНАСОВ, канд. техн. наук А. Е. ПЛЕТНЕВ  
НАМИ

В ПРАКТИКЕ амортизатор оценивают по коэффициенту сопротивления, определяемому по его характеристике — зависимости сопротивления от скорости поршня. Характеристику получают на стенде, обеспечивающем синусоидальные колебания. В реальных же условиях, т. е. при движении автомобиля, амортизатор нагружается по случайному закону. Именно такой закон обеспечивает гидропульсационная установка, применяемая в НАМИ. На ней, например, были проведены исследования эффективности амортизаторов, результаты которых приведены ниже.

Для испытаний были отобраны гидравлические и гидропневматические амортизаторы с разными коэффициентами сопротивлений (1—25 кНс/м), диаметрами рабочих поршней и типами клапанных систем (табл. 1).

штоком вверх. Для исключения влияния эластичных элементов присоединительные концы амортизатора крепились при помощи жестких сферических шарниров, причем верхний соединялся с датчиком усилия. Возбуждение подводилось снизу. Охлаждение — сжатым воздухом, интенсивность обдува регулировалась вентилем. Контроль температуры — по температуре наружной стенки резервуара. Перемещение поршня и сопротивление записывались на магнитофоне. Спектральные плотности скорости возбуждения  $G_v$  (рис. 1) задавались исходя из типичных нагружений амортизаторов в реальных дорожных условиях, т. е. так, чтобы максимумы спектральной плотности соответствовали резонансным частотам подпрессоренных и неподпрессоренных масс (1,3 и 12,5 Гц для легковых автомоби-

спектра реализовывался на трех уровнях возбуждения. Все образцы испытывались при двух тепловых состояниях (293—308 К и 353—393 К). Диапазоны средних квадратических скоростей приведены в табл. 2.

Магнитограммы обрабатывались на ЭВМ по специальной программе, при этом за вход динамической системы (амортизатора) принималась скорость возбуждения, за выход — сила сопротивления. По реализациям входа и выхода определялись их спектральные

Таблица 1

№ образца	Тип амортизатора; автомобиля	Диаметр рабочего поршня, мм	Тип клапанов отбоя/сжатия	Контрольная скорость, м/с	Сопротивление при контрольной скорости отбоя/сжатия, Н	Зарядное давление в компенсационной камере, МПа
1	Гидропневматический; грузовой	60	Дисковый/Дисковый	0,52	9350/10200	2,6
2	Гидропневматический; грузовой	60	Дисковый/Дисковый	0,52	7200/1890	2,6
3	Гидравлический; грузовой	50	Пружинный/Пружинный	0,52	7400/1350	0,1
4	Гидропневматический; легковой	36	Дисковый/Дисковый	0,4	1330/390	2,5
5	Гидравлический; легковой	27	Дисково-пружинный/Дисковый	0,4	950/400	0,1

Методика испытаний была следующей. Предварительно записывались контрольные рабочие диаграммы всех образцов амортизаторов. Затем каждый из них устанавливался на гидропульсационном стенде

вертикально (для легковых автомобилей; 1,8 и 9 Гц — для грузовых). Для амортизаторов легковых автомобилей использовали два вида спектра колебаний, для грузовых — три, отличающиеся соотношением плотностей на низ-

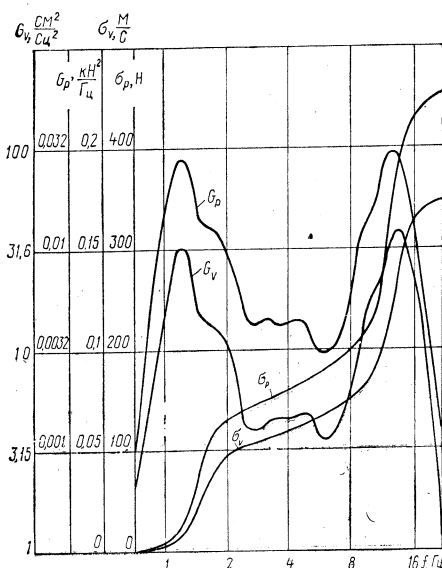


Рис. 1. Спектральные плотности и средневластные величины скорости возбуждения  $G_v$ ,  $G_p$  и сопротивления  $G_p$ ,  $\sigma_p$  амортизатора с диаметром поршня 36 мм

Автомобильная промышленность, 1984, № 11

№ образца амортизатора; автомобиля	Уровень возбуждения	Диапазон средней квадратической скорости, м/с	Диапазон средней квадратической скорости в интервале низких частот (0,7—5,6 Гц), м/с	Диапазон средней квадратической скорости в интервале высоких частот (5,6—22,4 Гц), м/с
1, 2, 3; грузовые	1	0,05—0,09	0,03—0,05	0,05—0,09
	2	0,13—0,17	0,05—0,11	0,12—0,13
	3	0,17—0,25	0,07—0,16	0,15—0,19
4, 5; легковые	1	0,09—0,15	0,05—0,06	0,07—0,15
	2	0,17—0,18	0,07—0,10	0,14—0,16
	3	0,33—0,35	0,13—0,19	0,27—0,32

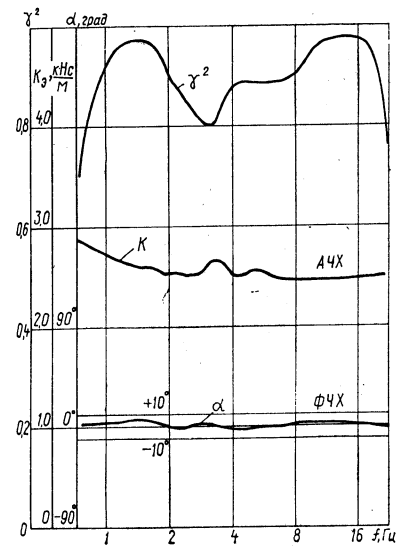


Рис. 2. Амплитудно-частотная (K) и фазочастотная (α) характеристики амортизатора с диаметром поршня 36 мм

плотности  $G_v$  и  $G_p$  и средние квадратические величины  $\sigma_v$  и  $\sigma_p$  (см. рис. 1). В дополнение к этому проводился взаимный спектральный анализ с использованием ЭВМ по программе, ранее разработанной в НАМИ.

Полученные этим методом результаты для образца амортизатора с наиболее нелинейной характеристикой показаны на рис. 2. Как видим, амплитудно-частотная характеристика (коэффициент K) этого амортизатора весьма полого, причем она несколько снижается по мере роста частоты. Сдвиг фазы между скоростью и сопротивлением близок к нулю, отклонение не превышает  $5^\circ$ ; коэффициент когерентности  $\gamma^2$  во всем диапазоне частот не меньше 0,8, а в областях резонансных частот он равен 0,97.

Полученные результаты были проверены на всех других образцах амортизаторов. Они оказались практически аналогичными. В частности, уменьшение коэффициента сопротивления при высоких частотах составляло не более 5—10%, в некоторых случаях наблюдалось незначительное (до 5%) его увеличение.

Результаты взаимного спектрального анализа позволяют обосновать возможность оценки эффективности амортизатора по эффективному коэффициенту сопротивления, который может быть определен как отношение средней квадратической скорости возбуждения амортизатора к его среднему квадратическому сопротивлению. Подсчитанный таким образом эффективный коэффициент (рис. 3 и 4) отличается от амплитудно-частотной характеристики (рис. 2) при любых значениях частоты не более чем на 10%. Как видно из рисунков,

по мере роста средней квадратической скорости возбуждения коэффициент сопротивления у образцов № 1 и 5 мало меняется, у образцов № 2 и 3 увеличивается, у образца № 4 уменьшается.

Исследования показали также, что эффективность амортизатора существенно зависит от его теплового состояния, поэтому сопротивление необходимо измерять при строгом контроле последнего. (При установившемся тепловом состоянии амортизатора допустим контроль температуры только на наружной стенке резервуара).

Из рис. 3 и 4 видно также, что во многих случаях эффективный коэффициент сопротивления можно определять по результатам испытаний при синусоидальном законе возбуждения:

$$K_{эф} = \frac{1}{\sigma_v \sqrt{2\pi}} (F_{тр} + 0,208 P_1 + 0,291 P_2 + 0,285 P_3 + 0,187 P_4),$$

где  $\sigma_v$  — средняя квадратическая скорость возбуждения;  $F_{тр}$  — сила суммарного сухого трения при ходах сжатия и отбоя;  $P_1, P_2, P_3, P_4$  — суммарные гидравлические сопротивления амортизатора при ходах сжатия и отбоя, замеренные для скоростей поршня  $0,5\sigma_v, \sigma_v, 1,5\sigma_v, 2,3\sigma_v$  соответственно.

Формула предполагает, таким образом, замену реальной характеристики амортизатора на кусочно-линейную, имеющую по четыре точки перелома на ходах сжатия и отбоя. На интервале от  $0,5\sigma_v$  до  $2,3\sigma_v$  характеристика заменяется кусочно-линейной, проходящей через точки с координатами  $(0,5\sigma_v; 1/2 P_1), (\sigma_v; 1/2 P_2), (1,5\sigma_v; 1/2 P_3), (2,3\sigma_v; 1/2 P_4)$ . На участках скорости менее  $0,5\sigma_v$  и более  $2,3\sigma_v$  кривая реальной характеристики заменяется прямыми линиями, проходящими через начало координат и точки с координатами  $(0,5\sigma_v; 1/2 P_1)$  и  $(2,3\sigma_v; 1/2 P_4)$  соответственно. Интервалы скорости и численные коэффициенты при суммарных сопротивлениях были подобраны исходя из заданной погрешности на основании теории статистической линеаризации, известной из работы [1]. Линеаризация проводилась по критерию, при котором в результате замены реальной характеристики амортизатора на линейную достигается минимальная средняя квадратическая ошибка сопротивления. Таким образом, для определения коэффициента сопротивления амортизатора при данной средней квадратической скорости, используя формулу, необходимо записать четыре диаграммы с соответствующими максимальными скоростями. Такой способ проще известного [2].

Сравнение коэффициентов сопротивления, полученных обоими способами (см. рис. 3 и 4), показывает их достаточно близкое совпадение. Исключение составляет испытание образца № 5 в

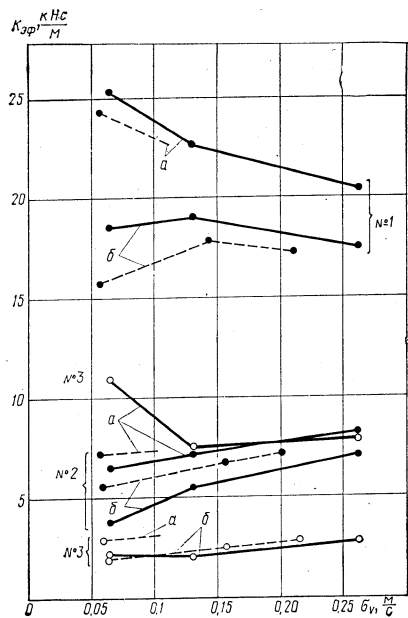


Рис. 3. Коэффициенты сопротивлений амортизаторов грузовых автомобилей (сплошные линии — расчет по результатам испытаний при синусоидальном нагружении, пунктирные — при случайном) при температуре амортизатора:

а — 293—308 К; б — 353—393 К

нагретом состоянии, что связано с его малой теплоемкостью и существенным изменением сопротивления при нагревании. Большие расхождения наблюдаются и у образца № 3 при температуре 293 К и малом уровне возбуждения, что связано с нарушением рабочего процесса амортизатора при данном режиме нагружения. Отсюда следует, что сравнением эффективных коэффициентов сопротивлений, вычисленных обоими способами, можно оценить степень совершенства рабочего процесса амортизатора и определить возможность использования его на данных частотных и скоростных нагрузочных режимах. Так, использование образца № 3 при средних квадратических скоростях возбуждения до 0,1 м/с совершенно неоправданно из-за существенного нарушения его рабочего процесса: эффективность его на этих режимах меньше эффективности амортизатора легкового автомобиля (образец № 4), имеющего

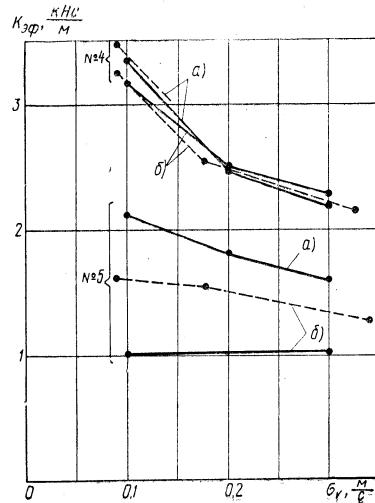


Рис. 4. Коэффициенты сопротивлений амортизаторов легковых автомобилей (обозначения те же, что на рис. 3)

в пять раз меньшую массу. Наоборот, образец № 4 может быть эффективно использован во всех скоростных и частотных диапазонах, при которых проводились испытания.

Таким образом, результаты испытаний показали, что зависимость сопротивления амортизаторов с рекомендуемым давлением в компенсационной камере от частоты при данной скорости выражена слабо. Эффективность таких амортизаторов может быть оценена только одним параметром — эффективным коэффициентом сопротивления, который может быть точно определен экспериментально — на гидропульсационной установке. Между этим парамет-

ром и средней квадратической скоростью возбуждения существует количественная связь. Тепловое состояние амортизатора также может весьма существенно влиять на коэффициент, а следовательно, и на показатели работы системы подпрессоривания автомобиля, причем в ряде случаев это влияние значительно превышает влияние скорости возбуждения. Эффективный коэффициент сопротивления амортизатора при нагружении его по случайному закону может быть приближенно определен по результатам испытаний при синусоидальном нагружении с записью небольшой серии рабочих диаграмм. Результаты исследований позволили разработать методику

испытаний амортизаторов на гидропульсационной установке, позволяющую определять допустимый для каждого из них диапазон нагрузочных режимов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казаков И. Е., Доступов Б. Г. Статистическая динамика нелинейных автоматических систем. М.: Физматгиз, 1962. 120 с.
2. Певзнер Я. М., Конев А. Д. О применении вероятностных методов оценки влияния характеристик амортизаторов на показатели качества подвески. Труды НАМИ, вып. 144. М.: 1973, с. 53—79.

УДК 629.011.11:539.4

# Повышение прочности соединений поперечных и продольных элементов автомобильных рам

Г. М. ВОЛОХОВ, П. Д. ПАВЛЕНКО, Ю. Н. ПЕТЕР, А. Н. ШАМИН

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей

**П**РОГРЕСС в автомобильной технике идет по пути повышения грузоподъемности, скорости движения автомобилей, снижения их массы в снаряженном состоянии, что сопровождается ростом эксплуатационной нагруженности рам, являющихся основным несущим элементом конструкции машины. Выход же из строя рамы в эксплуатации связан с трудоемкими и дорогостоящими ремонтными работами, длительными простоями автомобиля. Поэтому обеспечение требуемого ресурса автомобильных рам приобретает особую важность.

Опыт показывает, что одним из основных видов эксплуатационных повреждений автомобильных рам являются усталостные трещины их поперечин. Разрушения происходят (рис. 1) чаще всего в местах соединений поперечин с лонжеронами (узлах). Это связано с тем, что на практике при выборе конструктивных исполнений узлов рамы зачастую руководствуются технологическими, экономическими и компоновочными соображениями, не уделяя должного внимания обеспечению прочности.

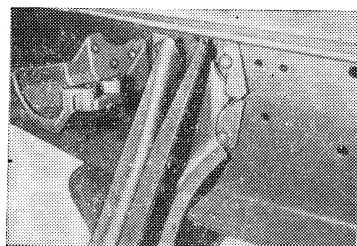


Рис. 1. Виды эксплуатационных разрушений поперечин автомобильных рам

Рис. 2. Конструктивное исполнение соединений поперечин с лонжеронами

В рамах современных автомобилей наиболее распространены штампованные из листа поперечины швеллерного зет- и омегаобразного сечений с различной ориентацией их относительно лонжеронов. К стенкам или полкам лонжеронов поперечины чаще всего крепятся через кронштейны заклепками или болтами.

Исследования нагруженности рам автомобилей КАМАЗ в реальных эксплуатационных условиях показали, что поперечины подвергаются одновременному многокомпонентному нагружению, связанному в основном с изгибом в вертикальной и горизонтальной плоскостях и кручением. При этом главные повреждающие силовые факторы для поперечин, устанавливаемых в различных местах рамы, неодинаковы. Так, наибольшее повреждающее воздействие на поперечины, находящиеся в средней части рамы, оказывают усилия, связанные со стесненным кручением и горизонтальным изгибом; на поперечины, установленные в местах передачи нагрузок от подвески, опор самосвального кузова и т. п., — усилия, связанные с изгибом в вертикальной и горизонтальной плоскостях и стесненным кручением. Чтобы снизить напряженность узлов автомобильных рам, были разработаны различные варианты конструктивного исполнения узлов (рис. 2) и схем передачи усилий от подвески и опор кузова к поперечинам и лонжеронам (рис. 3). Их испытания проводились на рамах комплектных автомобилей при нагружении их вертикальной и горизонтальной симметричной и косимметричной системами сил.

Результаты исследований напряженности элементов узлов рам при различных схемах передачи вертикальных нагрузок от опор кузова и подвески показаны на рис. 4. При передаче нагрузки от опоры кузова к лонжерону через полку наиболее напряженной зоной сечения лонжерона является зона перехода полки к стенке. Это связано с появлением угловых деформаций полки лонжерона относительно поперечных нейтральных осей сечения. При передаче нагрузки от опоры кузова к лонжерону через стенку положение полки лонжерона не изменяется и напряжение на кромке и перегибе достигает примерно одинаковых величин. Аналогичная картина распределения напряжений по сечению лонжерона имеет место и в зонах передачи вертикальных нагрузок к

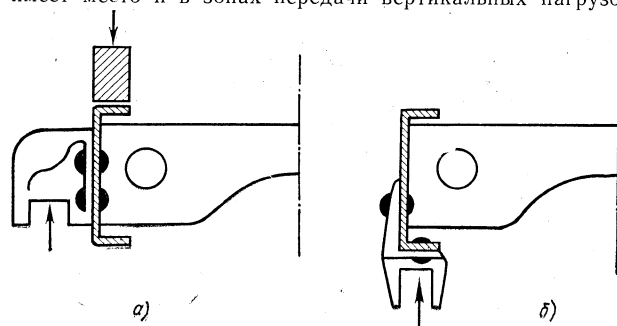
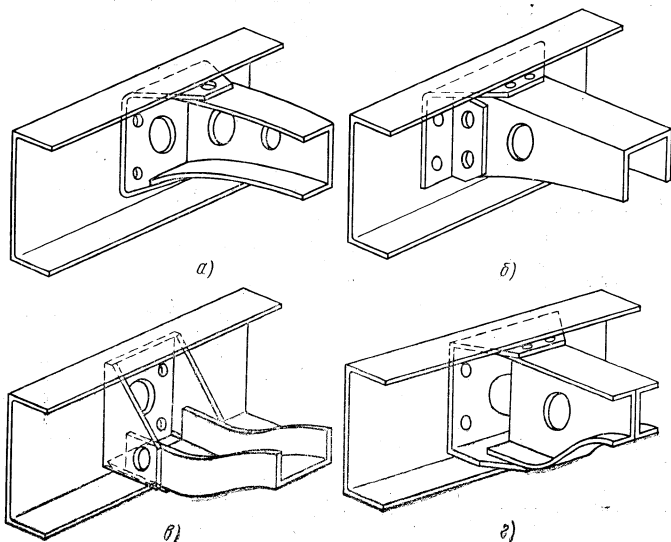


Рис. 3. Схемы передачи нагрузок на лонжероны рамы от опор кузова и подвески

лонжеронам от рессор подвески при креплении кронштейнов к нижней полке и стенке или только к стенке (см. рис. 3).

На рис. 5 показаны зависимости напряжений, возникающих в месте перехода полки к стенке сечения лонжерона, от величин реакций на кронштейнах рессор и способов их передачи. Как видно из рис. 4 и 5, через стенки лонжеронов можно передавать к ним нагрузки от опор кузова и подвески автомобилей в среднем на 37% больше, чем через полки.

При передаче нагрузки от опор кузова и подвески автомобиля к лонжеронам рамы вне зон установки поперечин напряженное состояние узлов существенно зависит от расстояния узла до места приложения нагрузки и расстояния между соседними поперечинами: при увеличении расстояния между соседними узлами в случае приложения вертикальной нагрузки к лонжеронам в середине пролета повышается уровень напряженности узлов рамы, связанный с поперечной деформацией сечений лонжеронов и их закручиванием. Доля напряжений в узлах от поперечной деформации и кручения лонжеронов при приложении вертикальной нагрузки заметно повышается при увеличении (свыше 1 м) расстояния между поперечинами: при увеличении с 1 до 1,5 м напряженность элементов узла от вертикальной симметричной нагрузки возрастает в среднем на 15%, с 1,5 до 2,2 м — на 27%.

Конструктивное исполнение узла рамы при нагружении вертикальной симметричной системой сил оказывает незначительное влияние на уровень напряженности его элементов. Но при вертикальном и горизонтальном кососимметричном нагружении это влияние весьма существенно. Так, в случае поперечины со швеллерным сечением, ориентированном полками перпендикулярно продольной оси лонжеронов (см. рис. 2, б), крутильная жесткость рамы оказалась на 14% меньше, чем в случае рамы, укомплектованной поперечиной швеллерного сечения, ориентированного параллельно продольной оси лонжеронов (см. рис. 2, а). При действии вертикальной кососимметричной системы сил на раму бимоменты, действующие в лонжеронах и поперечине с ориентацией сечения перпендикулярно продольной оси лонжеронов, снижаются в 5 раз (по сравнению с бимоментами, действующими в лонжеронах и поперечине с ориентацией сечения полками параллельно продольной оси лонжеронов). Тем самым резко снижается нагруженность и кронштейнов крепления поперечины к лонжеронам.

Компоненты напряженного состояния лонжеронов рамы, укомплектованной различными конструкциями поперечин, приведены в таблице.

Конструкция поперечины	Вертикальная кососимметричная система сил			Горизонтальная кососимметричная система сил	
	$\sigma_w$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_w$	$\sigma_y$
Рис. 2, а	106	80	20	15	17
Рис. 2, б	22	78	25	10	43

Из нее видно, что напряженное состояние лонжеронов рамы, укомплектованной поперечиной, изображенной на рис. 2, а, при действии вертикальной кососимметричной системы сил определяется в основном напряжениями стесненного кручения

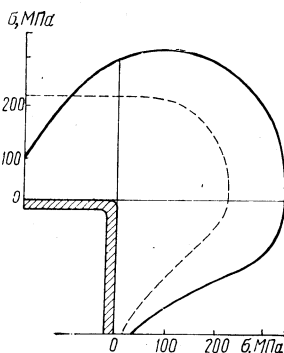


Рис. 4. Распределение напряжений в поперечном сечении лонжерона при различных способах передачи нагрузки: сплошная линия — передача нагрузки через полку; штриховая — передача нагрузки через стенку

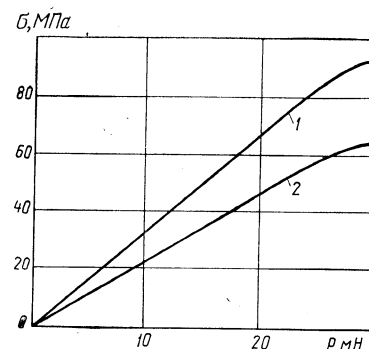


Рис. 5. Напряжения, возникающие в зоне перехода полки и стенки лонжерона при различных способах передачи нагрузки от подвески: 1 — передача нагрузки через полку; 2 — передача нагрузки через стенку

( $\sigma_w$ ) и вертикального изгиба ( $\sigma_x$ ); при комплектовании поперечиной, показанной на рис. 2, б, — только напряжениями вертикального изгиба. При действии на раму горизонтальной кососимметричной системы сил напряженность лонжеронов рамы при применении поперечины, изображенной на рис. 2, б, несколько (на 7%) выше, чем при применении поперечины, приведенной на рис. 2, а. Отсюда следует, что для узлов рамы, элементы которых работают в условиях большого стеснения деформаций при кручении, более рационально применять поперечины швеллерного сечения, ориентированного полками перпендикулярно продольной оси лонжеронов; в зонах передачи нагрузок от кронштейнов подвески — поперечины с конструктивным исполнением, показанным на рис. 2, в.

Проведенные исследования эксплуатационной нагруженности рам, изготовленных с поперечинами швеллерного сечения, ориентированного полками перпендикулярно продольной оси лонжеронов, и с учетом приведенных выше рекомендаций по передаче нагрузок от опор кузова и подвески, показали высокую эффективность предлагаемых конструктивных решений для повышения усталостной долговечности, снижения напряженности и металлоемкости элементов автомобильных рам. Это подтвердили их стендовые ресурсные испытания.

Таким образом, на основании результатов исследований можно утверждать, что нагрузку от опор кузова и подвески на лонжероны рамы нужно передавать через поперечины, соединенные с лонжеронами только через их стенки или через специальные кронштейны, также установленные на стенках лонжеронов. Расстояние между поперечинами на участках рамы, где передаются нагрузки от опор кузова и подвески, следует выбирать не более 1 м. Для средних поперечин рамы рациональнее применять поперечины швеллерного сечения, ориентированного полками перпендикулярно продольной оси лонжеронов, так как это существенно снижает нагруженность узлов от усилий, связанных со стесненным кручением.

УДК 629.113.012.344

## О закономерности изменения развала управляемого колеса

Канд. техн. наук А. П. КАЛМЫКОВ

Волгоградский политехнический институт

**К**ИНЕМАТИЧЕСКАЯ характеристика поворотного механизма должна описывать положение управляемого колеса относительно плоскости дороги (развал) и направление его движения по ней, изменяемых поворотом колеса вокруг наклонного к плоскости дороги шкворня. Однако практически во всех исследованиях, посвященных кинематике переднего моста автомобиля и, в первую очередь, его поворотного механизма, основное внимание уделялось лишь описанию развала управляемого колеса в процессе поворота вокруг шкворня, а не изменения его направления движения на плоскости дороги. Поэтому результаты этих исследований не всегда полно отражают физическую сущность кинематики поворотного механизма переднего моста, а ее формализованные описания дают результаты, иногда в несколько раз отличающиеся от результатов экспериментов. Это подтверждается анализом шести известных [1—6] описаний закономерности изменения угла развала  $\alpha$ .

характеризующего положение управляемого колеса относительно плоскости дороги в зависимости от положения шкворня и колеса по отношению к шкворню, т. е. углов: развала управляемого колеса в нейтральном положении ( $\alpha_0$ ), поворота управляемого колеса вокруг шкворня ( $\theta$ ), поперечного наклона шкворня ( $\beta$ ) и его продольного наклона ( $\gamma$ ).

При повороте управляемого колеса изменяется его положение на плоскости дороги, причем это изменение представляет собой сумму двух движений — вращения вокруг шкворня и переноса на плоскости дороги. И теорию автомобиля, и практику автомобилестроения интересует главным образом изменение положения управляемого колеса на плоскости дороги именно в процессе переносного движения, так как поворот и стабилизация траектории автомобиля, уровень энергетических затрат на качение колес по траекториям различной кривизны являются только результатом взаимодействия управляемых

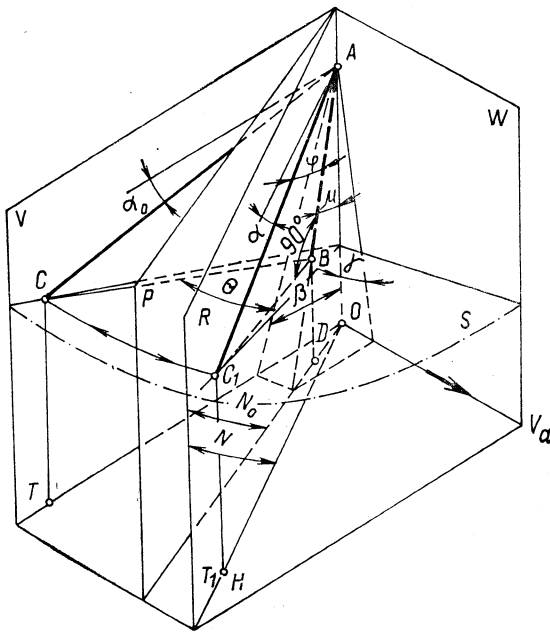


Рис. 1

колес с плоскостью дороги. Кроме того, конструктивное исполнение переднего моста изолирует шкворень (в общем случае как ось поворота) от внешнего доступа, и поэтому инструментальный контроль собственного движения — вращения управляемого колеса вокруг шкворня — практически трудноосуществим.

Схема геометрической параметризации положения звеньев поворотного механизма правой стороны переднего моста автомобиля представлена на рис. 1. На нем линия  $AC$  — это ось поворотной цапфы управляемого колеса в нейтральном положении, линия  $AC_1$  — в некотором повернутом.

Геометрическим параметром, характеризующим положение управляемого колеса при его вращении вокруг шкворня, является угол  $\theta$  поворота колеса (любой его точки или точки поворотной цапфы, например,  $C$ ) от некоторого начального положения. Он измеряется в плоскости  $S$ , перпендикулярной оси  $AB$  шкворня. Геометрическим параметром, характеризующим положение управляемого колеса при его переносном движении на плоскости дороги, является угол  $N$  направления колеса. Он представляет собой угол между двумя положениями ( $OT$  и  $OT_1$ ) проекции оси поворотной цапфы на плоскость дороги.

Для каждого  $\theta$  положение управляемого колеса на плоскости дороги так же, как и положение относительно самой плоскости дороги, зависит от углов наклона шкворня к плоскости дороги и к оси поворотной цапфы. Следовательно, параметризация поворота управляемого колеса осуществляется независимым, произвольно изменяемым параметром (углом  $\theta$ ) в собственном движении и зависимым параметром (углом  $N$ ), т. е. функцией  $N=f(\theta)$ , — в переносном. Зависимости же, приведенные в работах [1—6], описывают изменение положения управляемого колеса относительно плоскости дороги в процессе собственного движения — вращения вокруг шкворня — как функцию  $\alpha=f(\theta)$ . Поэтому все они являются только численно приближенными (в связи с малыми абсолютными величинами углов  $\alpha_0, \beta, \gamma$ ) решениями функции  $\alpha=f(N)$ , но не отражают ее физической сущности. При этом величина ошибки зависит от конкретных величин параметров, участвующих в описании функции. Точное же описание функции  $\alpha=f(N)$  возможно только путем использования независимого, произвольно изменяемого параметра (угла поворота  $\theta$ ) в качестве посредника между зависимыми от него величинами — углами развала ( $\alpha$ ) и направления ( $N$ ) управляемого колеса.

И второе. Полнота отражения физической сущности процесса поворота определяется пригодностью рассматриваемых зависимостей из работ [1—6] для анализа влияния на величину функции  $\alpha=f(\theta)$  геометрического положения шкворня и колеса относительно шкворня. Чтобы выяснить это, кинематические звенья поворотного механизма нужно сориентировать так, чтобы их геометрические параметры и свойства были выбраны правильно. Анализ показывает, в частности, что ориентацию положения кинематических звеньев относительно дороги и направления на ней целесообразно осуществлять стереометрическим методом, так как и положение управляемого колеса характеризуется именно геометрическими параметрами стереометрической ориентации. Это угол развала колеса  $\alpha$  и угол его направления  $N$ : первый характеризует положение плоскости вращения управляемого колеса относительно плос-

кости дороги, второй — отклонение от направления прямолинейного движения автомобиля на плоскости дороги.

Для ориентации шкворня поворотной цапфы с самого начала развития теории автомобиля применяется проекционный метод. Его суть — сориентировать ось шкворня на плоскости дороги путем проецирования угла ее наклона к этой плоскости на две взаимно перпендикулярные и перпендикулярные к плоскости дороги плоскости. Одна из них параллельна направлению прямолинейного движения автомобиля на плоскости дороги, т. е. система баз остается той же, что и для колеса. Проекции угла  $\mu$  наклона оси шкворня к плоскости дороги и получили название углов поперечного ( $\beta$ ) и продольного ( $\gamma$ ) наклонов шкворня. Такая ориентация шкворня имеет определенный смысл, так как используемые геометрические свойства наиболее очевидно связаны с действиями по стабилизации положения управляемых колес на различных скоростных режимах движения автомобиля. Но углы поперечного и продольного наклонов шкворня только в совокупности определяют его положение по отношению к плоскости дороги и направлению на ней, так как проекция любого геометрического образа на одну плоскость не определяет ни величины, ни его положения в пространстве. Изменение же одного из углов ( $\beta$  или  $\gamma$ ) ведет к изменению положения оси шкворня и относительно плоскости дороги, и относительно базового направления на ней. Отсюда вывод: углы продольного и поперечного наклонов шкворня нельзя использовать для описания кинематических закономерностей переднего моста автомобиля, так как эти углы являются параметрами зависимых геометрических свойств положения важнейшего звена поворотного механизма.

Таким образом, зависимости, приведенные в работах [1—6], где в качестве параметров положения шкворня использованы углы продольного и поперечного наклонов, являются формальными геометрическими решениями для конкретных величин этих углов. Но они не позволяют проследить, как каждый из независимых геометрических параметров положения шкворня на плоскости дороги влияет на закономерность изменения развала управляемого колеса. Чтобы оценить такое влияние, очевидно, нужно все звенья механизма одной системы баз сориентировать одним методом. Как уже упоминалось, для этой цели подходит стереометрический метод.

При его использовании положение шкворня относительно плоскости дороги характеризует отклонение оси шкворня от перпендикулярного положения к ней, и мерой этого отклонения служит угол  $\mu$  наклона оси шкворня. Направление наклона шкворня характеризует отклонение плоскости  $P$ , проходящей через ось шкворня перпендикулярно плоскости дороги, от перпендикулярного к направлению прямолинейного движения автомобиля положения. Угол направления наклона шкворня  $N_0$  является мерой этого отклонения.

Ориентация управляемого колеса (или оси поворотной цапфы) относительно шкворня рассматривается двояким образом. Чаще всего применяют способ косвенной ориентации, используя развал в нейтральном положении колеса. Способ совершенно правомерен с точки зрения геометрической логики, но, к сожалению, противоречит физическому смыслу, так как развал в любой момент поворота колеса вокруг шкворня (в том числе и в нейтральном положении) зависит и от взаимного положения колеса и шкворня, и от положения шкворня относительно плоскости дороги и направления на ней. (Рассматриваемые в работах [1—6] зависимости и по этой причине являются формальными геометрическими решениями, не пригодными для изучения влияния положения колеса относительно шкворня).

Второй способ описания взаимного положения колеса и шкворня — способ прямой ориентации, при котором использу-

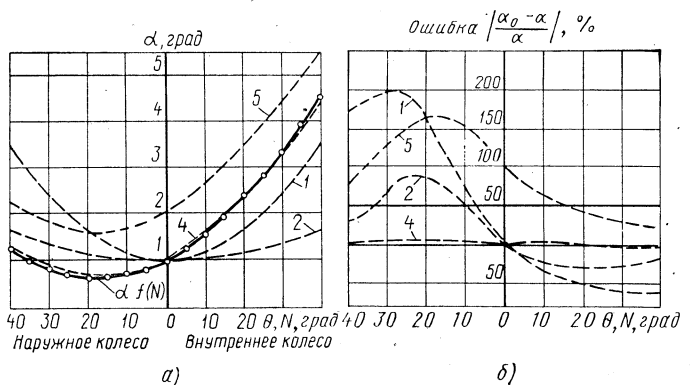


Рис. 2



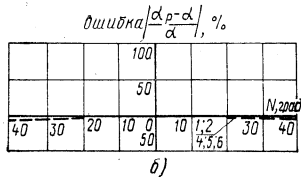
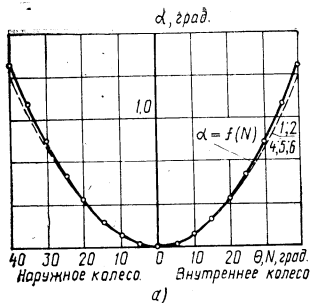


Рис. 3

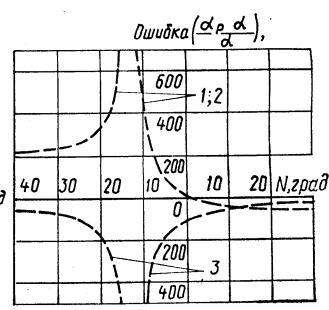
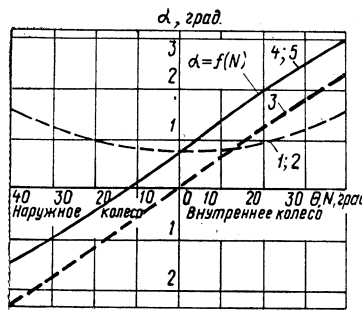


Рис. 4

Рис. 4

ется угол между осью вращения колеса и осью шкворня (угол  $\varphi$ ), являющийся независимым геометрическим параметром, — явно предпочтительнее.

Качественная оценка правильности формализации функций  $\alpha = f(\theta)$ , взятых из работ [1—6], сложна потому, что трудно проследить логику вывода математической формулы и обоснованность сделанных допущений и преобразований. Поэтому она выполнялась путем сопоставления результатов расчетов, выполненных по этим формулам, с результатами экспериментального определения функции  $\alpha = f(N)$ . В расчете и эксперименте использованы численные значения геометрических параметров, принятые для поворотных механизмов с характерными видами установки шкворня на автомобилях Горьковского автозавода и Московского автозавода им. И. А. Лихачева. Несовпадение расчетных величин (ошибка) с экспериментальными оценивалось процентным отношением разности между ними (с учетом знака) к экспериментально найденной величине. Так как точность измерения угла развала колеса (наклона оси поворотной цапфы) на экспериментальной установке превышала точность вычисления величины этого угла, определяемую разрешающей способностью четырехзначных таблиц тригонометрических функций, то расхождение между расчетными и экспериментальными значениями величины угла развала, не превышающее  $\pm 1'$ , не принималось во внимание, и результаты считались совпадающими.

Рассмотрим результаты сравнения.

1. Поворотный механизм с комбинированным наклоном шкворня. Из графиков (рис. 2, а) функции  $\alpha = f(N)$ , полученной экспериментально, и функции  $\alpha = f(\theta)$ , рассчитанной по формулам, приведенным в работах [2, 4—6], и их ошибок (рис. 2, б) видно, что результаты, полученные при использовании формулы из работы [4], наиболее близки к экспериментальным (ошибка составляет  $-3,7$ — $5\%$ ). Значит, для практики инженерных расчетов поворотного механизма с комбинированным наклоном шкворня применима только эта формула. (График функции  $\alpha = f(\theta)$ , рассчитанной по формуле из работы [3], не приводится, так как ее ошибка изменяется от  $+7,2$  до  $+1050\%$ ).

2. Поворотный механизм с поперечным наклоном шкворня. Из графиков (рис. 3, а) экспериментальной и расчетных упомянутых зависимостей и их ошибок (рис. 3, б) видно, что ошибка, полученная при расчете по формулам из работ [1, 2, 4—6] в границах поворота колеса, не превышает  $-2\%$ . Следовательно, при расчете поворотного механизма такой конструкции могут быть использованы все эти формулы. (Расчет по формуле из работы [3] дает ошибку от  $+225\%$  до бесконечности, поэтому график не приводится).

3. Поворотный механизм с продольным наклоном шкворня. Из графиков (рис. 4, а, б) видно, что для практических инженерных расчетов функции  $\alpha = f(\theta)$  можно использовать формулы из работ [4, 5]. Что касается формул из других работ, то расчеты по ним дают очень большие ошибки: расчет, например, по формуле из работ [1, 2] приводит к ошибке от  $-52$  до  $+678\%$ , из работы [3] — от  $-500$  до  $+500\%$ .

Таким образом, описания закономерности изменения развала колеса могут служить (за редким исключением) кинематической характеристикой поворотного механизма только в форме  $\alpha = f(\varphi, \mu, N_0, N)$ .

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковалев Г. Н. Стабилизация управляемых колес автомобиля. М.: Машгиз, 1950, с. 32.
2. Михайловский Е. В. Теория и расчет автомобиля. М.: Автотрансиздат, 1955, с. 251.
3. Коган Ю. А. Процесс стабилизации управляемых колес автомобиля. МАМИ, 1950, с. 10.
4. Иларионов В. А. Стабилизация управляемых колес автомобиля. М.: Транспорт, 1966, с. 38.
5. Справочник инженера автомобильной промышленности. Пер. с англ. Т. 2. М.: Машгиз, 1963, с. 383—385.
6. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950, с. 208.

УДК 629.113.001.4:629.113.012.853:539.4

## Деформации листовых рессор при форсированных полигонных испытаниях

Д-р техн. наук Н. Н. ЯЦЕНКО, А. И. ЗАРАЙСКИЙ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

ПРИ ПЛАНИРОВАНИИ форсированных испытаний конкретной модели автомобиля на автополигоне из-за неравнопрочности и разброса показателей усталости рессор необходимо предварительно рассчитать и оценить их сравнительную повреждаемость, т. е. подобрать такую комбинацию пробегов по различным специальным дорогам и трекам автополигона, которая позволила бы за общий, соответствующий, например, объявленному ресурсу пробег обеспечить равное форсирование нагрузок различных узлов и деталей. При этом условии можно составить оптимальную программу пробега на дорогах автополигона, минимизирующую либо время испытаний, либо протяженность пробега, либо расходы.

Один из наиболее экономичных способов подготовки данных для оптимального программирования форсированных испытаний основывается на расчете сопоставимых показателей накопления усталости в материале базовых деталей по известным статистическим характеристикам микропрофиля специальных дорог и передаточным функциям колебательной системы, эквивалентной данному автомобилю. Применительно к рессорам вычисления таких функций по колебательным параметрам автомобиля строились только относительно нормального прогиба. Однако сравнение расчетных и фактических пробегов

до поломки рессор на специальных дорогах и треках показало, что включение в расчет усталости только нормального прогиба неизбежно приводит к односторонним отклонениям расчетных оценок в сторону уменьшения из-за пренебрежения таким видом деформации, как кручение. В особенности это существенно для полноприводных автомобилей, самим назначением которых предусматривается работа в условиях, неизбежно изобилующих перекосами мостов относительно рамы и, следовательно, большим закручиванием рессор.

Для составления передаточной функции подвески с учетом кручения рессор имеются подходящие схемы эквивалентной колебательной системы только двухосных автомобилей. Для трехосных же шасси с балансирной подвеской, являющихся типичными для основных моделей полноприводных автомобилей, необходимо развить такую схему, заменив подвеску одного моста эквивалентной системой балансирной подвески двух мостов так, как это показано на рис. 1. (Обозначения на схеме являются повсеместно принятыми и достаточно наглядными, не требующими расшифровки).

В предважнейшей эквивалентной системе учтена основная отличительная особенность работы листовых рессор в балансирной подвеске сравнительно с подвеской одного моста: рес-

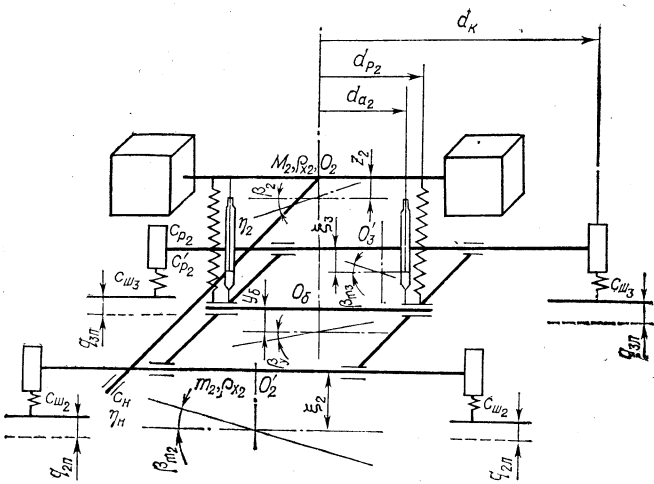


Рис. 1. Схема эквивалентной колебательной системы трехосного автомобиля с задней балансирной подвеской

соры освобождены от нагрузок, связанных с выполнением функций направляющего устройства.

Теоретическое исследование эквивалентной колебательной системы показало, что, в отличие от подвески двухосного автомобиля, рессоры балансирной тележки подвержены не только кручению от перекаса мостов относительно рамы под воздействием неровностей дороги, но и деформации от взаимного перекаса мостов в самой балансирной тележке. Ранее эта деформация оставалась незамеченной ни в теории колебаний, ни в расчетах нагруженности рессор. А величина ее может достигать опасных пределов даже при отсутствии поперечных колебаний или смещений подрессоренной массы. В чистом виде подобный процесс возникает, когда колеса среднего моста накатываются, например, левое — на выступ, а правое — во впадину и одновременно колеса заднего моста соответственно: левое — во впадину, правое — на выступ. При таких синхронных поперечных угловых колебаниях мостов балансирной тележки в противофазе рессоры испытывают большую нагрузку от кручения, хотя опирающаяся на них ось балансирной подвески и рама с кузовом фактически не поворачиваются в поперечной плоскости. На рис. 2 показан общий вид деформированного состояния рессор в подобном случае.

В связи с обнаружением такого вида косимметричной деформации рессор в балансирной подвеске на схеме (см. рис. 1) и введено новое обозначение соответствующей ей угловой жесткости  $C_p$ . При эксплуатации трехосных автомобилей на неровных дорогах и бездорожье этот вид деформации задних рессор балансирной тележки обязательно возникает в силу того, что случайность микропрофиля постоянно порождает различные превышения опорной поверхности под колесами балансирной тележки. При форсированных испытаниях на специальных дорогах эти деформации усиливаются, что хорошо

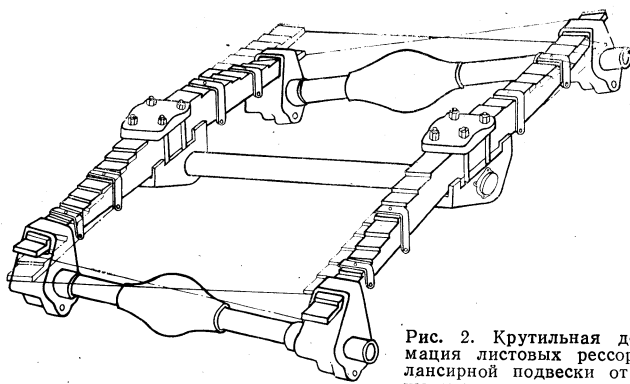


Рис. 2. Крутильная деформация листовых рессор балансирной подвески от взаимного перекаса мостов тележки

видно из рис. 3, где показаны состояния автомобиля в момент наибольшего нагружения ходовой части. Предварительный расчет нагружения рессор при всех видах деформации на этих дорогах упрощается, так как по действующим правилам и ограничениям форсированные испытания несущих элементов ходовой части проводятся со скоростями поступательного движения менее 5—7 км/ч. При этих условиях динамические колебания масс на рессорах и шинах и их гашение в системе (см. рис. 1) незначительны, а процесс деформаций упругих несущих элементов можно рассматривать как квазистатический. Поэтому передаточные функции системы, выражающие связь деформации шин, рессор и рамы с вертикальными смещениями поверхности дороги в контакте с колесами, обращаются в постоянные коэффициенты трансформации. Рассчитываются они по параметрам автомобиля после преобразования дифференциальных уравнений колебаний эквивалентной системы исключением динамических слагаемых. Получаемая при этом система алгебраических уравнений хотя и имеет относительно высокий порядок, но решается в определителях несложными способами, а на ЭВМ — с помощью стандартных программ.

Результаты расчета описанным способом можно проиллюстрировать графически. На рис. 4 показаны изменения вертикального превышения поверхности дороги под правым и левым колесами моста автомобиля в зависимости от продвижения  $l$  вдоль оси ухабистой дороги комплексной испытательной трассы (КИТ) и трека автополигона НАМИ. Участки на протяжении двух смежных холмов ухабистой дороги КИТ и трех последовательных неровностей трека дают полные знакопеременные циклы поперечного углового нагружения ходовой части. Ординаты соответствующих графиков (см. рис. 4), взятые со сдвигом на величину базы двухосного автомобиля или на величину расстояний между мостами трехосного автомобиля, образуют последовательность мгновенных значений внешних воздействий на колеса. Перемножением последовательности этих сочетаний внешних воздействий на колеса и передаточных функций системы ходовой части в квазистатическом состоянии определяются численные значения искомых деформаций от поперечного кручения рессор и рамы по мере проезда неровностей.



Рис. 3. Деформированное состояние ходовой части автомобиля на специальных для форсированных испытаний дорогах: а — ухабистой комплексной испытательной трассы (КИТ); б — треке ЦНИАП НАМИ

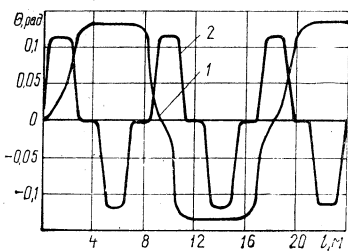


Рис. 4. Циклическое изменение поперечного уклона (превышений) поверхности специальных испытательных дорог:  
1 — ухабистой с косыми холмами; 2 — трека

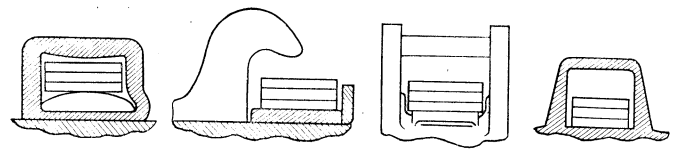


Рис. 7. Конструктивные схемы исполнения опор коренных листов задних рессор трехосных автомобилей

На рис. 5 и 6 показаны результаты такого расчета для двухосного полноприводного автомобиля грузоподъемностью 2 т и трехосного — 5 т.

Графики позволяют сравнить интенсивность нагружения ходовой части при форсированных испытаниях на рассматриваемых дорогах, сопоставить формы деформаций кручения несущих элементов двух- и трехосных автомобилей, оценить

взаимное распределение деформации между подвеской и несущей системой. Из рис. 5 видно, что амплитуды циклов крутильных деформаций рессор и рамы двухосного автомобиля при движении по ухабистой дороге КИТ и треку автополигона практически совпадают. Но протяженность одного цикла на первой почти в два раза больше, чем на втором. Учитывая линейную связь между крутильной деформацией и напряжением в опасных сечениях рамы и листов рессор автомобиля, можно заключить, что сопоставимые показатели накопления усталости от кручения этих несущих элементов конструкции, в численную оценку которых входит количество циклов переменного нагружения на 1 или 100 км пробега, будут также различными. Иными словами, темп накопления усталостных повреждений в рессорах и раме двухосного автомобиля при испытаниях на треке в два раза выше, чем при испытаниях на ухабистой дороге с косыми холмами.

Иная картина на графике деформаций кручения трехосного автомобиля (см. рис. 6). Отчетливо видно существенное влияние нагрузки рессор в балансирной подвеске от симметричного и кососимметричного кручения. При этом амплитуда кососимметричной деформации почти в четыре раза больше симметричной. Более того, на один цикл симметричной деформации приходится два дополнительных пульсирующих цикла кососимметричной деформации. Эта особенность ярко выражена графиком, относящимся к испытаниям на треке. На ухабистой дороге дополнительные пары пульсирующих циклов несколько ослабляются уменьшением размаха. Но в обоих случаях доминирующим видом деформации, значительно усиливающим нагруженность задних рессор трехосного автомобиля, является кручение от поперечно-угловых относительных перемещений мостов в балансирной тележке. Этим объясняется особенно интенсивное исчерпание ресурса задних рессор трехосных автомобилей, неоднократно наблюдавшееся при высокопроизводительных форсированных испытаниях на ухабистой дороге и треке для доводки новых конструкций или оценки эффективности ремонтных воздействий.

При исследовании особенностей деформации кручения листовых рессор балансирной тележки возник вопрос о влиянии на их нагруженность заделки коренных листов. На рис. 7 показаны четыре наиболее распространенные конструктивные схемы опор рессор балансирных тележек трехосных автомобилей. Очевидно, что вследствие кососимметричной деформации, возникающей при движении по неровным дорогам, нагруженность коренных листов с опорой по первой схеме больше, чем в остальных случаях. Дело в том, что, несмотря на благоприятную для обкатывания нижней плоскостью коренного листа форму поверхности опоры, зазор внутри заделки быстро выбирается при значительных крутильных деформациях. Заделка на большей части цикла при рассмотренных условиях испытаний становится жесткой, отчего заметно повышаются напряжения, в особенности от кососимметричного кручения.

Проведенные исследования позволяют дать следующие практические рекомендации к расчету при конструировании рессор.

1. Показатели накопления усталостных повреждений в листах, как базовых для составления оптимальных программ пробега деталей, необходимо рассчитывать и по нормальному прогибу, и по кручению. Для задних рессор балансирной подвески трехосных автомобилей при этом оценивается нагруженность от кручения за счет перекоса мостов относительно рамы (симметричная нагрузка) и за счет взаимного перекоса мостов в тележке (кососимметричная нагрузка).

2. Следует учитывать деформации кручения от взаимного перекоса мостов при оценке напряженного состояния коренных листов рессор задней балансирной тележки, попадающих в заделку.

Расчеты деформации кручения рессор, а затем оценка показателей накопления усталости с учетом обнаруженной особенности их работы в задней балансирной тележке трехосных автомобилей позволят исключить дорогостоящие ресурсные испытания.

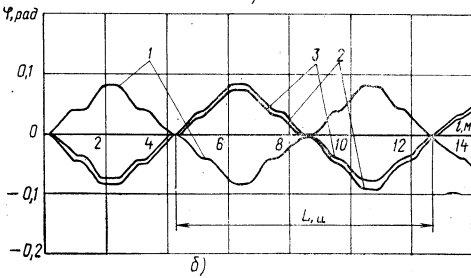
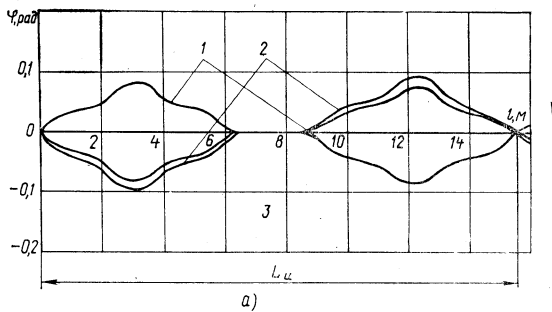


Рис. 5. Деформация кручения агрегатов ходовой части двухосного автомобиля на ухабистой дороге (а) и треке (б):  
1 — передних рессор; 2 — рамы; 3 — задних рессор

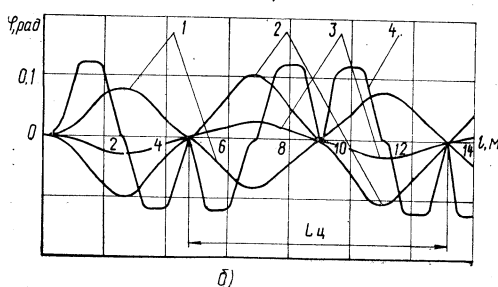
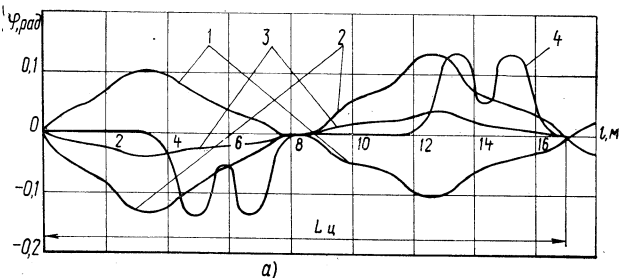


Рис. 6. Деформация кручения агрегатов ходовой части трехосного автомобиля на ухабистой дороге (а) и треке (б):  
1 — передних рессор; 2 — рамы; 3, 4 — задних рессор симметричная и кососимметричная соответственно

# Облицовка радиатора легкового автомобиля

Канд. техн. наук Г. М. БАГРОВ, С. П. АНДРЕЕВ

Завод-вуз при ЗИЛе

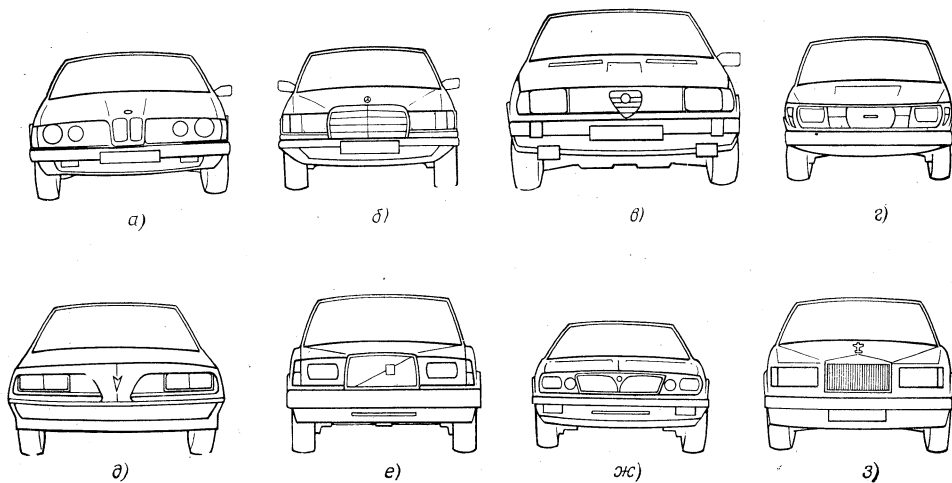
**В** ПОСЛЕДНЕЕ время многие специалисты считают, что погоня за безопасностью, экономичностью и комфортабельностью легковых автомобилей постепенно стирает индивидуальные отличительные признаки их формы. Например, облицовка радиатора, которая в свое время была и отличительным признаком, и украшением, выполняет сейчас чисто защитные и утилитарные функции. Что это именно так, свидетельствует история развития облицовок радиаторов, в которой можно выделить несколько периодов.

Первый из периодов — до 1929 г. Его можно назвать архитектурным: оформление радиаторов преследовало только украшательские цели. Например, на автомобиле «Ровер» и некоторых других радиаторы имели сходство со щитами викингов, на автомобилях «Бигатти» — форму лошадиной подковы и т. д.

Второй период — первая половина 30-х годов, когда переднюю часть кузова, которая раньше размещалась за осью передних колес, переместили вперед. Прежние облицовочные решетки, которые прекрасно смотрелись, находясь в плоскости оси передних колес, стали массивными и несколько навязчивыми. Их пришлось уменьшить так, чтобы они сливались с крыльями. Этому же способствовали уменьшение диаметра колес, использование туннельного выступа над карданным валом в полу кузова и совершенствование узлов трансмиссии, приведшие к уменьшению высоты автомобиля, увеличению его ширины и к тому, что крылья кузова стали частично скрывать колеса. Радиаторные решетки стали выполнять либо в «геральдическом» стиле (в виде рыцарского щита), либо «классическом» (в виде плоского прямоугольника); облицовку — для улучшения внешнего вида — покрывать никелем, несколько позднее — хромом.

Третий период — вторая половина 30-х годов, для которого характерно вторжение в автомобильный дизайн аэродинамических мотивов, причем чаще всего — чисто зрительных аспектов динамики. Длинный горизонтальный или слегка «падающий» капот заканчивался заостренной вертикальной или округлой наклонной решеткой радиатора.

Четвертый период — послевоенный. Ему свойственно дальнейшее сглаживание и обобщение формы кузовов легковых автомобилей, которое проходило неровно и противоречиво. Например, сначала в США, а затем и на европейских автомобилях облицовка радиатора стала выполняться в виде хромированных поперечных планок, протянувшихся «от крыла до крыла». Робкие попытки оживления кузова за счет козырьков над фарами и клыков на буферах перерастают в модную «реактивно-космическую» тенденцию. В этот момент стилистический характер в оформлении облицовки радиаторов в значительной мере господствует над функциональным.



Характерные типы облицовок радиаторов автомобилей:  
а — «БМВ»; б — «Мерседес-Бенц»; в — «Альфа-Ромео»; г — «Сааб»; д — «Понтиак»; е — «Вольво»; ж — «Лянчиа»; з — «Роллс-Ройс»

Таковы общие закономерности развития облицовок радиаторов в рассмотренные периоды. Однако закономерности не обходились без исключений. Например, многие изготовители автомобилей долгие годы придерживались одной формы облицовки, изменяя ее лишь по необходимости, да и то лишь частично. А такие фирмы, как «Роллс-Ройс», «Даймлер», до сих пор стараются любым способом сохранить традиционную форму радиаторных облицовок своих автомобилей. Наиболее общая причина возникновения фирменного стиля — стремление упрочить положение фирмы на мировом рынке, в том числе и за счет внешних признаков автомобилей (фирменного рисунка радиаторной решетки или характерной детали на ней). При-

меры характерных типов облицовок радиаторов с символами и эмблемами фирм-изготовителей, создающими традиционный зрительный образ, показаны на рисунке.

Но в конце 60-х годов наступил период, когда изготовители автомобилей вынуждены были признать, что обеспечить конкурентоспособность автомобиля на мировом рынке в условиях ограниченности материальных ресурсов и все более увеличивающегося объема выпуска можно только за счет снижения стоимости и материалоемкости автомобиля, повышения его безопасности и экономичности, т. е. за счет прогрессивной технологии, дешевых и технологичных материалов, совершенствования конструкций и эстетическо-

Таблица 1

Тип схемы	Схематическое изображение	Отличительные признаки
1.		Корпуса фар полностью расположены в плоскости облицовочной решетки
2		Корпуса фар частично расположены в плоскости облицовочной решетки
3		В плоскости облицовочной решетки расположены корпуса только противотуманных фар
4		Прямоугольная форма облицовочной решетки с преобладанием горизонтальных размеров
5		Классическая облицовка радиатора
6		Облицовочная решетка с горизонтальным расщеплением линией переднего буфера
7		Облицовочная решетка с вертикальным (декоративным) расщеплением
8		Облицовочная решетка комбинированного типа

Год выпуска	«Дженерал Моторс»					«Форд Мотор»			«Крайслер»		«Америкэн Моторс»
	«Бьюик»	«Кадиллак»	«Шевроле»	«Ольдсмобиле»	«Понтиак»	«Форд»	«Меркьюри»	«Линкольн Контиенталь»	«Додж»	«Плимут»	
1975	4	6	4	7,8	7	3,5	4,5	4	6,7	3,5	1,2
1976	5	6	4,6	7	7	3	4,5	5	6,7	5	1,2
1977	5,7	6	4,6	7	7	3	4,5	5	6,7	5	1
1978	5	6	4	7	6,7	4,5	4,5	5	5	5	3
1979	5	6	4	7	6,7	4,5	4,5	5	5	5	3
1980	5	5	4	7	6,7	4,5,6	4,5,6	5	4,5	4,5	5
1981	5	5	4	7	7	4,5	4,5	5	4,5	4,5	5

Примечание. Цифры 1—8 соответствуют номерам типов схем табл. 1.

го уровня. Поэтому в новых моделях автомобилей становится все меньше ненужных деталей, исчезают элементы, несущие чисто декоративную нагрузку.

Особенно возросло влияние технологии производства на работу дизайнера над формой серийного легкового автомобиля в период, наступивший в начале 70-х годов. Специфика новой технологии заставляет искать более обобщенные формы кузова, соответствующие ее характеру. Повышается роль образности формы, наличия в ней признаков национального характера. Например, в американских автомобилях этого периода явно просматриваются признаки престижно-психологического характера, а в европейских и японских — особенности функционального назначения. Так, из табл. 1, 2 видно, что облицовки радиаторов американских автомобилей выполнены в классическом стиле, но дополнены броскими орнаментными деталями; европейских и японских — имеют прямоугольную или косоугольную форму с встроенными корпусами фар, их отличия по форме, углам наклона, фактуре и декоративным деталям незначительны. Причем последние, как правило, сделаны не выступающими за обводы автомобиля, имеют сравнительно небольшие размеры. Чтобы исключить блики перед глазами водителя (в том числе и водителя встречного автомобиля), применение блестящего хрома

сведено к минимуму: облицовки все чаще окрашиваются в черный и серый цвета, а передок — в цвет кузова.

Серьезное внимание к аэродинамике автомобильных кузовов и связанная с этим клиновидная форма кузова с наклонной плоскостью капота существенно снизили переднюю часть легкового автомобиля, поставив перед специалистами новые проблемы — организацию воздушных потоков в подкапотное пространство и обеспечение необходимого охлаждения двигателя. Стремление сохранить при наклонном капоте высоту радиатора, а следовательно, и его облицовки приводит к тому, что верхний ее край оказывается выше линии передней стенки кузова. В этом случае либо в качестве связки используется выштамповка на капоте (автомобиль «Астон Мартин Лагонда»), либо облицовка вторгается в линию переднего буфера, прерывая ее полностью («Ланчия Медуза CX 0263»), частично («Кадиллак Севилле») или пропуская буфер через себя («Шевроле Камаро»). Попытка уменьшить высоту облицовки радиатора, сохраняя при этом необходимую площадь воздухозаборника, осуществляется путем увеличения ее ширины («Мерседес-Бенц»). На моделях «Эскорт» и «Мустанг Кобра» фирмы «Форд» облицовка представляет собой набор ребер в виде самолетного крыла с отрицательным углом атаки, что значительно снижает сопротивление

движения воздуха на высоких скоростях движения, создает силу, прижимающую передок к дороге, и обеспечивает необходимое охлаждение двигателя. Все чаще встречаются решения передней части без традиционной облицовки радиатора. На таких автомобилях воздух для охлаждения забирается через воздухозаборники перед передним буфером или в плоскостях капота.

Сегодня трудно назвать фирму, которая бы не стремилась уменьшить массу своих автомобилей за счет снижения массы каждой детали и повысить их антикоррозионную стойкость. Решая эту задачу, фирма «Паккард Каррибен» еще в 1966 г. на модели «Темпест» использовала пластмассовую облицовку радиатора. Сейчас такая облицовка воспринимается как норма. Для отделки пластмассы используются плазменное напыление и гальваническое хромирование.

Использование пластмасс приводит к появлению неординарных конструктивных и дизайнерских решений. Например, на автомобиле «Бертоне Тундра» передняя часть оперения представляет собой интегральную панель с асимметрично расположенной решеткой облицовки. Отсутствие бампера в обычном представлении позволило придать автомобилю спортивный вид. Все чаще легковые автомобили имеют переднюю панель интегрального типа, которая объединяет в единый узел облицовку радиатора, короба фар, передний буфер, и спойлер. Часто такая панель состоит из комбинации пластмассы и металла и изготавливается за один технологический цикл.

Таким образом, можно утверждать, что, несмотря на постоянное изменение конструкции и формы, обусловленное влиянием модных тенденций и регламентирующих требований, облицовка радиатора была и в значительной мере остается одним из основных отличительных элементов, создающих индивидуальный зрительный образ легкового автомобиля.

УДК 629.113-585.2:629.114.4.071.553

## Диапазонная гидropередача для автомобилей большой грузоподъемности

Л. А. РУМЯНЦЕВ, канд. техн. наук Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ, И. Л. ЮРИН

НАМИ, Брянский автозавод

ДО ПОСЛЕДНЕГО времени на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и автомобилях высокой проходимости общей массой 25—52 т и более применяли трансмиссии двух типов — механическую или гидромеханическую.

Механическая трансмиссия, состоящая обычно из сухого двухдискового фрикционного сцепления и ступенчатой синхронизированной коробки передач, имеет сравнительно малые потери мощности и низкую стоимость изготовления, но у нее есть недостаток — меньшая, чем у двигателей и механических коробок передач, долговечность фрикционных сцеплений, особенно на автомобилях, работающих в тяжелых дорожных условиях.

Гидромеханические передачи (ГМП) состоят из гидротрансформатора и специального механического редуктора, передачи в котором включаются при помощи многодисковых мокрых фрикционных муфт. Такой конструкции также присущи недостатки: для подпитки гидротрансформатора и управления фрикционными муфтами используется ряд гидронасосов и значительное число гидравлических клапанов; когда одна из передач включена, фрикционные муфты других передач враща-

ются со скольжением, что приводит к увеличению потерь мощности, идущей на прокручивание ГМП; четырехколесный гидротрансформатор значительную часть времени работает на режиме преобразования крутящего момента, т. е. с потерями мощности до 12—20% и более. В результате общие потери в ГМП весьма велики — достигают 20—30% от подводимой мощности, что приводит к существенному ухудшению топливной экономичности автомобиля и увеличивает металлоемкость системы охлаждения ГМП. Ко всему прочему, современные ГМП сложны по конструкции, дороги и трудоемки при изготовлении.

В последнее десятилетие в практике мирового автомобилестроения появился новый тип трансмиссии — диапазонная гидropередача (за рубежом ее называют WSK). Она выполняется по схеме: гидротрансформатор — сухое фрикционное сцепление — механическая ступенчатая синхронизированная коробка передач. Примером таких передач могут служить передачи, серийно выпускаемые фирмами «Цанрадфабрик» (ФРГ), «Брокгауз» (Англия), «Волво» (Швеция) совместно с фирмой «Филадельфия» (ФРГ), «ФИАТ» (Италия) и рассчитанные

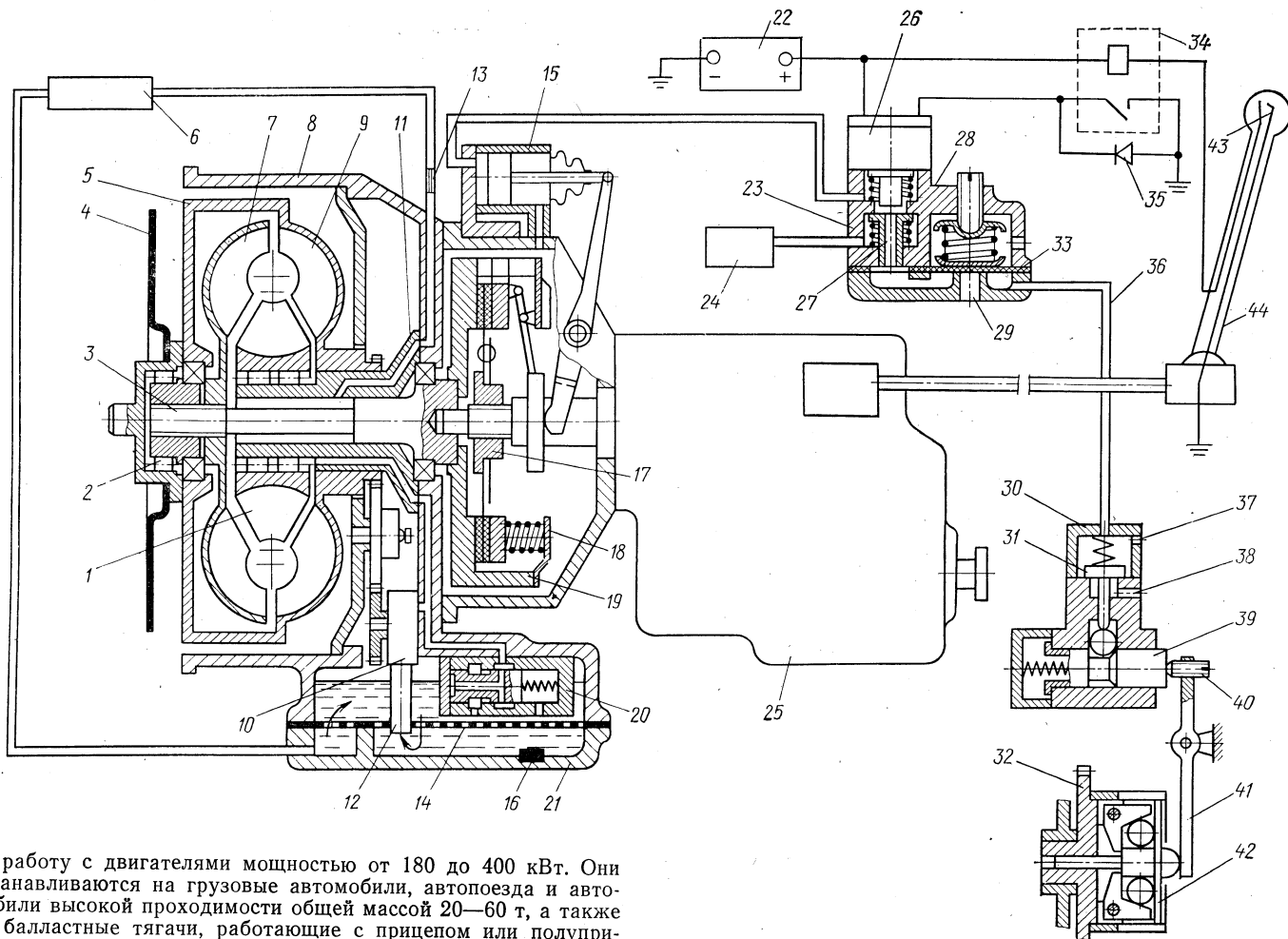


Рис. 1. Схема диапазонной гидропередачи

на работу с двигателями мощностью от 180 до 400 кВт. Они устанавливаются на грузовые автомобили, автопоезда и автомобили высокой проходимости общей массой 20—60 т, а также на балластные тягачи, работающие с прицепом или полуприцепом общей массой от 200 до 350 т (западно-германские «Фаун» Н-36, 6×6 и «Фаун» Н-46, 8×8).

Диапазонная гидропередача сочетает в себе ряд преимуществ механических и гидромеханических передач, но лишена их недостатков. Вот некоторые из этих преимуществ.

Трогание автомобиля с места и его разгон происходят на гидротрансформаторе, сцепление же работает практически только при переключениях передач, когда работа буксования невелика. За счет этого долговечность сцепления возрастает в 2 раза, появляется возможность применения однодисковых сцеплений при передаче мощности до 300 кВт, что в свою очередь, уменьшает момент инерции его ведомых элементов, и следовательно, процесс переключения передач, повышает долговечность синхронизаторов коробки передач.

Использование гидротрансформатора на каждой ступени коробки передач в 1,3—1,5 раза увеличивает диапазон тяговых усилий, что позволяет автомобилю преодолевать участки повышенного дорожного сопротивления без разрыва потока мощности, т. е. повышает проходимость автомобиля. Наличие гидротрансформатора, кроме того, позволяет примерно в 2 раза уменьшить число переключений передач.

При движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях гидротрансформатор сглаживает пиковые нагрузки и крутильные колебания в трансмиссии, что ведет к повышению ее долговечности.

В диапазонной гидропередаче применяется механическая ступенчатая синхронизированная коробка передач, потери в которой значительно меньше, чем в редукторной части ГМП, так как здесь отсутствуют мокрые фрикционные муфты и не требуется подвода масла под давлением для их работы и управления.

Большое число передач в механической коробке передач (5—10) позволяет применять в диапазонной гидропередаче простые трехколесные штампованные гидротрансформаторы с малыми преобразованиями свойствами ( $K_0=1,8÷2,0$ ), но имеющие высокий КПД.

За счет большого числа передач в механической коробке передач и, соответственно, значительного диапазона передаточных чисел процент движения автомобиля на режиме преобразования крутящего момента гидротрансформатором в диапазонной гидропередаче существенно меньше, чем в ГМП. Кроме того, КПД у этой передачи выше, чем у ГМП.

Малые потери мощности в диапазонной гидропередаче обеспечивают автомобилю высокие тягово-динамические характеристики и хорошую топливную экономичность.

Конструкция этой передачи значительно проще, чем ГМП, поэтому на европейском рынке ее стоимость в 2 раза меньше.

Диапазонная гидропередача может комплектоваться различными коробками передач, благодаря чему для каждого автомобиля можно получить трансмиссию с оптимальными силовыми диапазоном, числом передач и массовыми показателями. Кроме того, за счет применения серийных сцеплений и коробок передач она позволяет повысить уровень унификации трансмиссий.

Поскольку при диапазонной передаче число переключений передач меньше и можно исключить педаль сцепления, то по удобству управления диапазонные передачи мало отличаются от гидромеханических.

Принципиальная схема первой серийно выпускаемой отечественной диапазонной гидропередачи показана на рис. 1.

Передача имеет расположенный в картере 8 комплексный трехколесный гидротрансформатор 5, насосное колесо 9 которого приводится во вращение от быстроходного дизеля автомобиля через упругую диафрагму 4.

Турбинное колесо 7 гидротрансформатора жестко закреплено на валу 3, на правом конце которого установлен маховик 19 с закрепленным на нем однодисковым сухим фрикционным сцеплением 18.

Колесо реактора 1 соединено с реактивным валом 11 через двухрядную роликовую муфту свободного хода. С целью заполнения гидротрансформатора маслом и поддержания в нем избыточного давления в гидропередаче предусмотрен масляный насос 10, приводимый во вращение от зубчатого венца насосного колеса через зубчатое колесо, на котором установлен центробежный регулятор 42 (А. с. 547152, СССР). (Зубчатое колесо 32 и центробежный регулятор 42 в правой части рисунка показаны крупным планом.)

Рабочая жидкость (масло) размещается в поддоне 21 и в нижней части картера. К фланцу поддона прикреплена фильтрующая сетка 14, через которую в поддон проходит маслозаборник 12 насоса 10. При вращении насосного колеса масло из поддона поступает в масляный насос 10, а из него под дав-

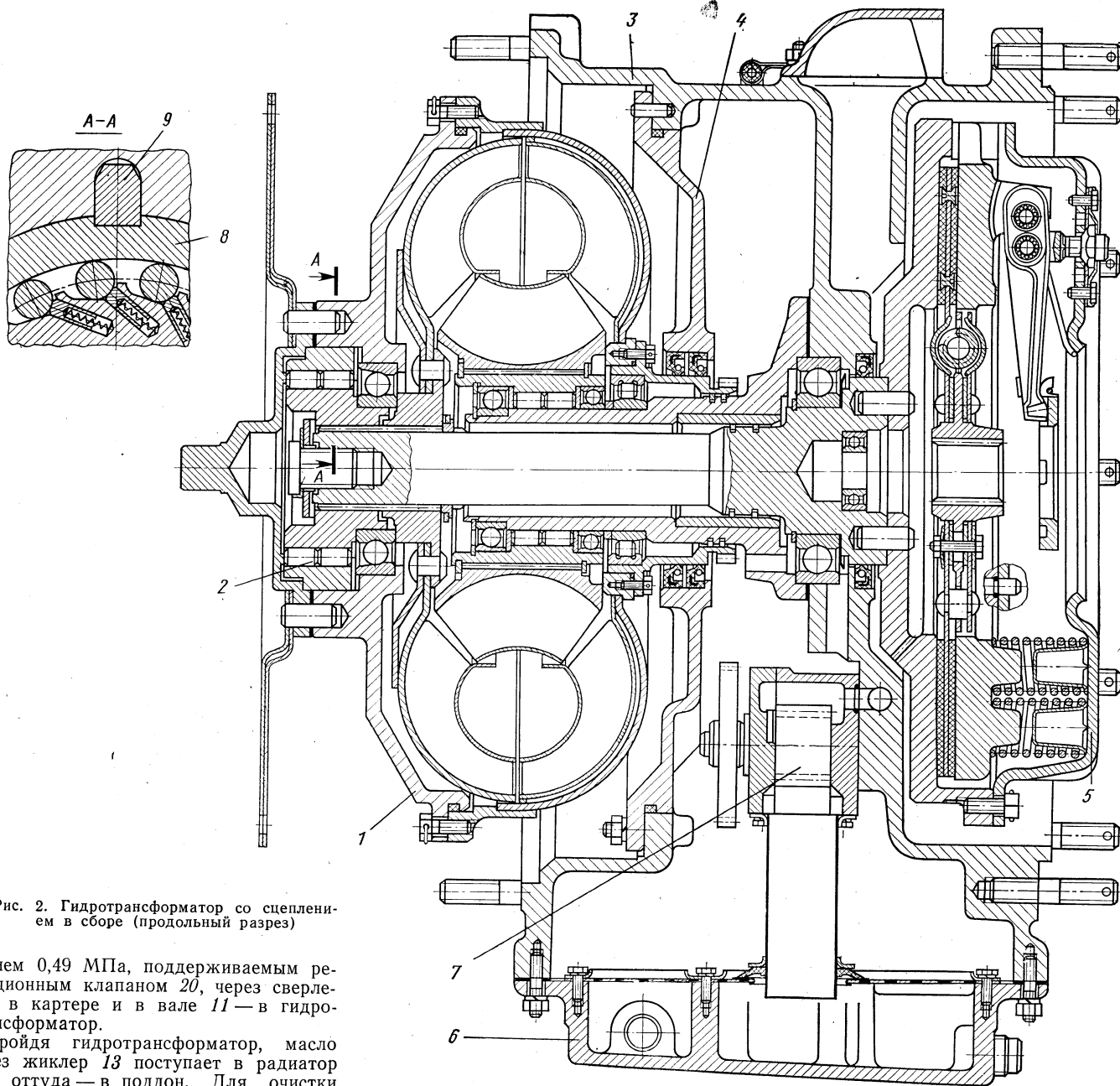


Рис. 2. Гидротрансформатор со сцеплением в сборе (продольный разрез)

лением 0,49 МПа, поддерживаемым редукционным клапаном 20, через сверления в картере и в вале 11 — в гидротрансформатор.

Пройдя гидротрансформатор, масло через жиклер 13 поступает в радиатор 6, а оттуда — в поддон. Для очистки масла от продуктов износа стальных и чугунных деталей в поддоне предусмотрена магнитная пробка 16.

Ведомый диск 17 сцепления насажен на шлицы первичного вала пятиступенчатой механической коробки передач 25, переключение передач в которой выполняется рычагом 44. Выключается сцепление пневмоцилиндром 15, который соединен трубопроводом с электропневматическим клапаном 28, состоящим из корпуса 23 с закрепленным на нем электромагнитом 26. Шток электромагнита может воздействовать на подпружиненный клапан 27, имеющий осевое сверление. Между корпусом и крышкой расположена диафрагма 33, выполненная из резиновой ткани. В крышке предусмотрено отверстие 29, закрываемое диафрагмой под действием специальной пружины с регулируемым поджатием. Клапан 28 соединен трубопроводом с пневморесивером 24 и клапаном 31 форсированного включения сцепления. При закрытом клапане 31 трубопровод 36 соединен с атмосферой только через жиклер 37.

Управление клапаном 31 осуществляется от центробежного регулятора 42 через рычаг 41, имеющий регулировочный винт 40.

Диапазонная гидропередача не имеет сцепления. На всех режимах управление осуществляется автоматически. Команды на включение или выключение сцепления от контактов 25 подаются на электромагнит 26 через реле 34. (Параллельно контактам реле установлен искрогасящий диод 35.) Контакты автоматически замыкаются в момент приложения водителем усилия к рукоятке рычага переключения передач в направлении, перпендикулярном оси рычага. При их замыкании обмотка

электромагнита подключается к аккумуляторной батарее 22 напряжением 24 В, и сцепление выключается. (Время полного его выключения, измеряемое от момента подачи напряжения на обмотку электромагнита, равно 0,15 с.) После включения требуемой передачи водитель отпускает рычаг 44, что приводит к размыканию контактов и отключению обмотки электромагнита от аккумуляторной батареи 22. Шток электромагнита поднимается вверх (положение показано на рисунке), и рабочая полость пневмоцилиндра 15, находящаяся под давлением воздуха, соединяется с подмембранной полостью крышки электропневматического клапана. Диафрагма прогибается вверх, и воздух через отверстие 29 быстро стравливается из пневмоцилиндра 15 до давления, при котором ведомый и ведущий диск сцепления соприкасаются. Полное включение сцепления происходит за счет выпуска (через жиклер 38 диаметром 1,5 мм) воздуха из пневмоцилиндра 15.

Если частота вращения вала двигателя больше 1650 мин<sup>-1</sup>, то центробежный регулятор 42, воздействуя на шток 39 клапана 30, приподнимает клапан 31. В результате параллельно жиклеру 37 присоединяется дополнительное отверстие 38, имеющее значительно большее проходное сечение. (При движении автомобиля с переключением передач сцепление практически всегда включается с использованием этого отверстия, что обеспечивает быстрое его включение после переключения требуемой передачи и сравнительно малую работу буксования.)

Для улучшения торможения автомобиля двигателем во время движения, торможения автомобиля двигателем при стоян-

ках на уклонах и пуска двигателя с буксира между корпусом насосного колеса и валом 3 установлена передняя муфта 2 свободного хода.

Конструкция гидротрансформатора со сцеплением в сборе представлена на рис. 2.

В диапазонной гидропередаче применен комплексный гидротрансформатор 1 активным диаметром, равным 0,43 м, насосное и турбинное колеса которого собраны из штампованных деталей. Толщина лопастей насосного колеса равна 1,9 мм, а турбинного — 1,4 мм. Колесо реактора отливается из алюминиевого сплава и имеет прокатанный из листа наружный обод. При разработке конструкции гидротрансформатора особое внимание было уделено получению требуемой прочности насосного колеса для обеспечения возможности его работы совместно с дизелем.

В диапазонной гидропередаче применен специальный масляный насос 7 внешнего зацепления. Его ведущий вал установлен на двух шариковых подшипниках, а ведомые шестерни — на двух игольчатых. Корпус насоса — чугунный. Суммарная масса насоса в сборе с маслозаборником равна 4,94 кг. Привод масляного насоса осуществляется от насосного колеса гидротрансформатора через зубчатое колесо (на рис. 2 не показано).

Диапазонная гидропередача работает на масле типа «Р» или «МГТ», их рекомендуется заменять после пробега 20 тыс. км или ежегодно, независимо от пробега.

С целью снижения общей массы этой передачи ее картер 3, перегородка 4 и поддон 6 выполнены из алюминиевого сплава, поэтому общая масса гидротрансформатора со сцеплением в сборе оказалась равной 260 кг. Сцепление 5 унифицировано со сцеплением двигателя ЯМЗ-236, но имеет усиленные нажимные пружины. Передняя муфта 2 свободного хода выполнена двухрядной по схеме с внутренней звездочкой, что обеспечивает получение высокой нагружающей способности и снижение трудоемкости изготовления. Наружная обойма 8 этой муфты соединена с крышкой гидротрансформатора 1 при помощи сухаря 9.

Основные параметры диапазонной гидропередачи приведены ниже.

Масса, кг:	
гидропередачи (сухая)	550
системы охлаждения гидротрансформатора	15
системы охлаждения коробки передач	—
Мощность двигателя, кВт	294
Удельная масса гидропередачи с системой охлаждения, кг/кВт	1,922
Максимальный КПД на режиме преобразования крутящего момента, %	87 (на всех передачах)
Гидротрансформатор:	
максимальный коэффициент трансформации	1,85
максимальный КПД на режиме преобразования крутящего момента, %	90—91 (в серии)
Число ступеней в коробке передач:	
вперед	5
назад	1
Силовой диапазон коробки передач	7,347
Входные потери, идущие на прокручивание, Н·м	20 (на всех передачах)
Число гидронасосов	1
Максимальный момент трения сцепления, Н·м	3140
Педаль сцепления	—

Исследования показали, что при жесткой характеристике гидромуфты, высоком КПД гидротрансформатора и малых потерях в коробке передач от блокировки гидротрансформатора можно отказаться. При этом на всех режимах работы гидропередачи будут использованы защитные свойства гидротрансформатора по снижению уровня крутильных колебаний и динамических нагрузок в трансмиссии на тяговых режимах движения. Испытания показали также, что диапазонная гидропередача обеспечивает автомобилю высокие тягово-динамические показатели и проходимость в тяжелых дорожных условиях, а также хорошую топливную экономичность. (На режиме максимальной мощности двигателя скольжение в гидротрансформаторе меньше 5%.)

Опыт, приобретенный в процессе разработки и исследований диапазонной гидропередачи, позволяет сделать вывод о перспективности применения диапазонных гидропередач на транспортных средствах, оборудованных двигателями мощностью до 600 кВт.

## ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113-036.5

### Пластические массы в автомобилестроении

Канд. техн. наук А. И. БЕЛОВ

Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

**Р**АСШИРЕНИЕ применения полимерных материалов в конструкциях автомобильной техники и быстрый рост использования пластмасс в автомобилестроении обусловлены тем, что позволяют решать такие важные задачи, как снижение массы конструкции и как следствие — уменьшение расхода топлива, повышение долговечности и коррозионной стойкости, рациональное использование металла, повышение комфортабельности.

Первые попытки применения пластмасс в автомобилестроении относятся к 40-м годам. Однако это производство было дорого и нетехнологично. Развитие химии полимеров в 50—60-е годы, появление новых пластмасс и высокопроизводительных технологических процессов переработки привело к широкому применению полимерных материалов в кузовах плавающих машин, кабинах специальных автомобилей, а также в кузовах легковых автомобилей. Отдельные созданные в те годы конструкции автомобилей выпускаются и до настоящего времени серийно по несколько десятков тысяч штук в год. Но на данном уровне развития автомобильной промышленности считается целесообразным внедрение технологий, обеспечивающих годовой выпуск автомобилей в несколько сот тысяч штук. Этим, пожалуй, объясняется тот факт, что количество металлических кузовов пока существенно превышает количество пластмассовых.

В то же время ведущие зарубежные автомобильные фирмы за последние 10—15 лет увеличили применение пластмасс в 5—8 раз. Например, западно-европейские фирмы довели универ-

применения пластмасс до 70—80 кг на один автомобиль, французские автомобилестроители на основе модели «Пежо-305» создали прототип автомобиля 90-х годов «Вера», в котором пластмассы составляют 22,6% (167 кг) от его массы.

В СССР в текущем десятилетии также наметилась заметная тенденция к увеличению применения полимерных материалов в автомобильной промышленности. Так, если в 1970 г. расход пластмасс в среднем на один легковой автомобиль составлял 14 кг, в 1975 г. — 23 кг, то в 1980 г. он достиг 30 кг. С 1981 г. на АЗЛК начал выпуск легкового автомобиля «Москвич-2140 Люкс», содержащего 63,6 кг пластмасс. У автомобиля ВАЗ-2107 этот показатель также весьма высок — около 70 кг.

Вначале пластмассовые детали в автомобилях применялись как декоративные, выполняющие в основном эстетические функции и повышающие комфортабельность салона. Затем пластмассы стали использовать в качестве конструкционного материала. Необходимых прочностных и эксплуатационных качеств пластмассовых автомобильных деталей удалось добиться армированием полимеров, наполнением, а также модификацией, т. е. использованием композиционных материалов в автомобильных конструкциях. Модификация полимерным по химической природе веществом позволяет повысить его эксплуатационные качества — термостабильность, морозостойкость. Наполнители снижают стоимость композиции и повышают технологические характеристики — улучшают формуемость, уменьшают усадку. Армирование органическими и минеральными волокнами используется главным образом для повышения



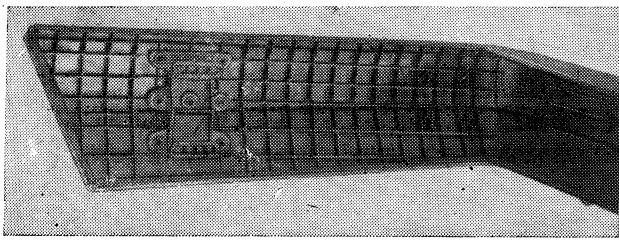


Рис. 1

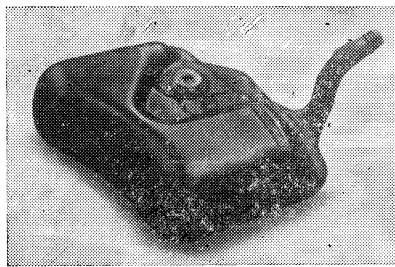


Рис. 2

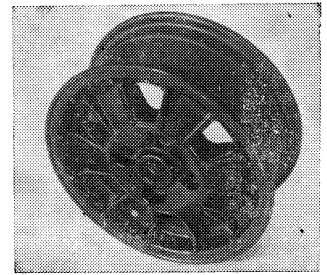


Рис. 3

прочности полимерных композиционных автомобильных материалов. Таким образом, применение пластмасс в качестве конструкционного материала позволило сделать новый шаг в увеличении доли полимеров в конструкции автомобиля. В настоящее время разработаны модели и ведется подготовка производства новых автомобилей ВАЗ, ЗАЗ, АЗЛК, в которых масса пластмассовых деталей на один автомобиль составит 55—90 кг.

На очереди новый этап применения пластмасс в автомобильной технике. Композиционные материалы в зависимости от соотношения компонентов и их состава могут изменять свои свойства. Этот принцип лежит в основе создания, «конструирования» материала в расчете на изготовление из него конкретной детали. Примером может служить создание бампера (рис. 1) из морозостойкого полипропилена, который должен работать в диапазоне температур 313—323 К, и пластмассового бензинового бака (рис. 2), материалу которого придавались специальные свойства, исключающие накопление электростатического заряда в конструкции и диффузию топлива. Оба экспоната были представлены на выставке «Пластические массы в автомобилестроении», прошедшей на заводе-вузе при ЗИЛЕ.

На выставке, участниками которой были базовые предприятия вуза, а также ведущие отраслевые научно-исследовательские учреждения, демонстрировались образцы отечественных и зарубежных пластмассовых автомобильных конструкций. Широко были представлены элементы кузова и оперения автомобиля, детали подкапотного пространства, элементы интерьера, а также нагруженные конструкции, относящиеся к ходовой части автомобиля.

Итак, несмотря на более высокую стоимость (по сравнению с традиционными конструкционными материалами), пластические массы все шире применяются в конструкциях автомобиля. Определенные количества пластмасс в автомобиле по массе, которая составляет в среднем около 10%, не всегда дает правильное представление об их доле. Учитывая, что плотность пластмасс в 4 раза меньше, чем у стали, заметим, что их доля в объеме автомобиля может достигать нескольких десятков процентов. Выставка «Пластические массы в автомобилестроении» показала, что рациональное использование полимерных материалов всегда позволяет достичь конкретного эффекта. Параметры эффективности могут быть различными. Приведем ряд примеров, связанных с конструкциями, продемонстрированными на выставке.

1. Снижение массы. Этого результата удается добиться практически всегда, если речь идет о замене металлической детали на пластмассовую. Причем, учитывая условия равнопрочности, масса, получаемая при этом, в среднем в 2 раза меньше. Так, колесо (рис. 3) автомобиля ВАЗ, представленное на выставке, из стеклонаполненного поликарбоната имеет массу 3,4 кг, в то время как стальное — 7,0 кг. В данном случае снижается и общая масса автомобиля, что влияет на работоспособность элементов подвески и повышает плавность хода. Узел «капот — крылья» (рис. 4) грузового автомобиля, изготовленный из ЛФМ (листового формовочного материала), армированного 28% стекловолокна, имеет массу 86 кг, что также вдвое меньше аналогичного металлического узла.

2. Экономия дефицитных материалов. Замена стальных кузовных панелей на пластмассовые позволяет высвободить

большое количество металла и использовать его более рационально для изготовления ответственных узлов. Например, штамповка крышки люка коробки передач автомобиля ЗИЛ из пластика-полуфабриката АП70-151 дает экономию стального проката более 120 т.

Успешно используются для замены деталей из бронзы и латуни в узлах трения антифрикционный материал САМ-3 и другие композиции на основе стеклонаполненного полиамида. Большая экономия таких материалов, как цинк, алюминий, медь, получена при создании корпусов элементов освещения автомобиля из пластмасс.

3. Повышение комфортабельности. Интерьер современного автомобиля невозможен без широкого применения пластмасс. Этому способствует такой субъективный фактор, как удобство водителя и пассажиров, так и объективный — снижение уровня шума в салоне до 65—70 дБ (А).

4. Коррозионная стойкость. Пластические массы прекрасно противостоят воздействию на них воды, грязи и других агрессивных сред, являющихся характерными для условий эксплуатации автомобиля. Крылья автомобиля «Мерседес» из мелкоячеистого пенополиуретана и брызговики (рис. 5) автомобиля ЗИЛ иллюстрировали на выставке именно этот параметр эффективности.

5. Компонировка автомобиля. Рационально использовать свободные объемы позволило применение пластических масс в конструкциях бензинового бака. Так, бак автомобиля ВАЗ-2108 весьма сложной формы (вместимостью 50 л) имеет массу 5,5 кг.

6. Эстетика и аэродинамика. Крупногабаритные пластмассовые панели сложной формы хорошо дополняют архитектурный стиль автомобиля. Они отвечают и требованиям аэродинамики. Это — спойлер (в блоке с бампером), уменьшающий коэффициент лобового сопротивления (до  $c_x=0,36$ ) и улучшающий устойчивость автомобиля при движении на большой скорости. Применение стеклопластикового дефлектора (обтекателя) при использовании тягача с высоким полуприцепом снижает лобовое сопротивление почти на 20%.

7. Пассивная безопасность. Травмобезопасные панели приборов из мелкоячеистого пенополиуретана, модифицированного полипропилена и полифениленоксида отвечают строгим требованиям международных норм по пассивной безопасности. Именно эти нормы вызвали необходимость создания пластмассовых бамперов. Развитием конструкции энергопоглощающего бампера является крупногабаритная панель (рис. 6) передней части кузова автомобиля, сочетающая в себе функции бампера, спойлера, облицовки радиатора и крыльев, так называемое «мягкое лицо».

8. Трудоемкость. Приведенный выше пример крупногабаритной кузовной панели отражает многоцелевое назначение таких узлов — это и пассивная безопасность, и аэродинамика, и снижение трудоемкости изготовления. Деталь, заменяющая целый узел, собираемый из большого количества металлических штампованных деталей, изготавливается за один прием. В результате создания этой «интегральной» панели сокращается число сборочных, сварочных операций, уменьшается количество оборудования, оснастки, сокращаются производственные площади.

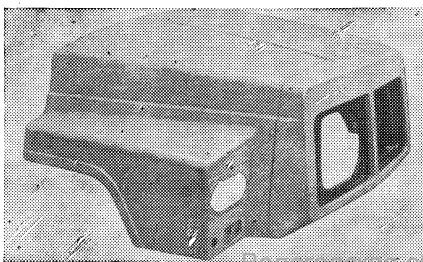


Рис. 4

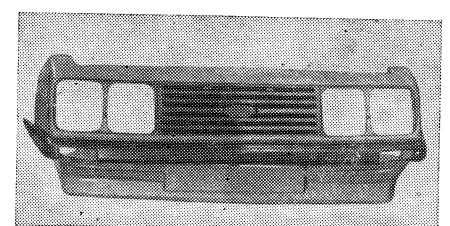
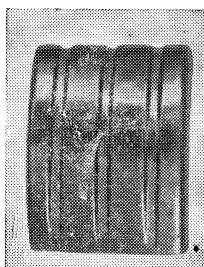


Рис. 6

Опытно-конструкторские работы у нас в стране и за рубежом по созданию крупногабаритных «интегральных» панелей автомобилей и использование технологичных полимерных композиционных материалов позволяют применить новый принцип конструирования автомобиля — поузловую сборку таких крупных пластмассовых блоков (модулей), как передняя и задняя части кузова автомобиля, крыша и др. При этом претерпевает изменения несущая система — автомобиль становится снова (как это было на заре развития кузовостроения) каркасно-панельным. Многие конструкторские бюро учитывают этот принцип при разработке моделей автомобилей 2000 г.

В настоящее время в мире эксплуатируется 350 млн. легковых автомобилей, около 30 млн. выпущено в 1982 г. Высокие требования к качеству при огромных программах изделий автомобильной промышленности приводят к тому, что применение указанных прогрессивных материалов перерастает в большую социально-экономическую проблему. Достаточно отметить, что потребность в полимерных материалах в ведущих автомобильных странах Западной Европы составляет

650—700 тыс. т в год, в Италии 120 тыс. т, в ФРГ — 300 тыс. т пластмасс. В этих же пределах можно оценивать и потребность отечественного автомобилестроения.

Среди актуальных вопросов, стоящих перед автомобильной промышленностью на пути решения указанной проблемы, следующие:

производство необходимого количества высококачественного сырья (полимеров и армирующих материалов);  
увеличение перерабатываемого производства в рамках отрасли для обеспечения пластмассовыми деталями серийных моделей и перспективных моделей на стадии подготовки производства;

снижение стоимости полимеров и создание методики оценки технико-экономической эффективности, учитывающей реальные полные энергозатраты в масштабе народного хозяйства. Такая методика должна стимулировать применение пластмасс.

Автомобильная промышленность как наиболее динамичная отрасль с крупносерийным производством может быть крупнейшим потребителем пластических масс.

УДК 621.919.1:621.833.002.2

## Новое в обработке колес с зубом переменного профиля

Канд. техн. наук П. Е. ЕЛХОВ, канд. техн. наук А. С. КАЛАШНИКОВ, А. А. ВАСИЛЬЕВ

Московский автомеханический институт

В Ал сошки рулевого управления автомобилей представляет собой зубчатый сектор с углом, примерно равным 120°. Зубья (три полных и два неполных) имеют переменные по длине и высоте размеры, что позволяет регулировать зазор в зацеплении путем осевого смещения вала сошки. До недавнего времени технология изготовления зубьев имела два варианта: или фрезерование червячной фрезой, или сначала протягивание плоской протяжкой (черновая обработка), а затем — чистовое фрезерование червячной фрезой. Оба варианта имели существенные недостатки. В частности, были малопродуктивными. Первый, кроме того, давал большие отходы металла в стружку и износ инструмента, а при втором после протягивания плоской протяжкой оставался большой объем металла, который нужно снимать при чистовой обработке (профиль плоской протяжки рассчитывается по тому сечению, в котором впадина между зубьями наименьшая). Для снятия же толстого слоя металла приходится увеличивать усилие резания, что приводит к ускоренному износу червячной фрезы.

И еще одно: при чистовом нарезании червячной фрезой резание осуществляется постоянной круговой подачей, но так как зубья сектора вала сошки расположены только на 1/3 окружности, то фреза 2/3 времени работает в холостом режиме.

Перечисленными выше недостатками не обладает новый технологический процесс, разработанный специалистами МАМИ.

В соответствии с ним на ЗИЛе как фрезерование по целому металлу, так и черновое протягивание плоской протяжкой и чистовое зубофрезерование заменяются круговым протягиванием. При круговом протягивании используется метод бесцентроидного огибания, позволяющий получать любую заданную форму зуба и избежать большого подрезания нарезанных зубьев, которое имеет место при нарезании зубьев червячной фрезой.

В качестве оборудования для кругового протягивания применяется модернизированный станок СТ-1591, который ранее использовался для нарезания зубьев шестерни полуоси автомобиля ЗИЛ-130. При модернизации со станка сняли механизм деления и зажимное приспособление, заменили электросхему станка. Кроме того, был изготовлен новый инструмент — круговая протяжка. Цепь главного движения, гидросистема, система смазки и охлаждения, а также инструментальная бабка станка остались без изменения. Для кругового протягивания вала сошки рулевого управления вместо станка СТ-1591 можно использовать модернизированные станки 5С268 и 5С269 — соответственно для черновой и чистовой обработки. В качестве инструмента — круговую протяжку, представляющую собой диск диаметром ~700 мм (А. с. 671948, СССР). Ее режущие элементы (рис. 1) — съемные резцовые сегменты, изготовленные из быстрорежущей стали. Каждый из них жестко крепится к корпусу инструмента двумя винтами. Число зубьев инструмента и шаг между ними выбираются исходя из габаритов нарезаемой впадины и обеспечения необходимой стойкости круговой протяжки. В частности, для протягивания зубьев сектора вала сошки руля использовались

пятизубные резцовые сегменты с угловым шагом, равным 4°. Резцы затылованы по профилю шлифованием и затачиваются по передней поверхности, благодаря чему их профиль при затачивании не меняется. Передний угол резца — 15°, а задний составляет 10—12°. В процессе чернового протягивания ось заготовки нарезаемого колеса остается неподвижной, а протяжке придается вращательное движение с постоянной угловой скоростью. При чистовом протягивании протяжке, кроме вращательного, сообщается и поступательное движение (почти параллельно образующей конуса впадин, в направлении к носку зуба и обратно). Как для чернового, так и для чистового протягивания между первым и последним резцами протяжки предусмотрен свободный от резцов промежуток, который обеспечивает поворот заготовки на один зуб без отвода инструмента в конце рабочего цикла. (Рабочие циклы следуют непрерывно один за другим, пока не будут обработаны все зубья нарезаемого колеса). Таким образом, протяжка за один оборот обрабатывает одну впадину между зубьями вала сошки.

При черновом круговом протягивании заготовке придается определенное положение относительно круговой протяжки, благодаря чему впадина на зубе изделия получается вогнутой с наименьшим припуском в среднем сечении, что обеспечивает наименьший объем металла, который снимается при чистовом круго-

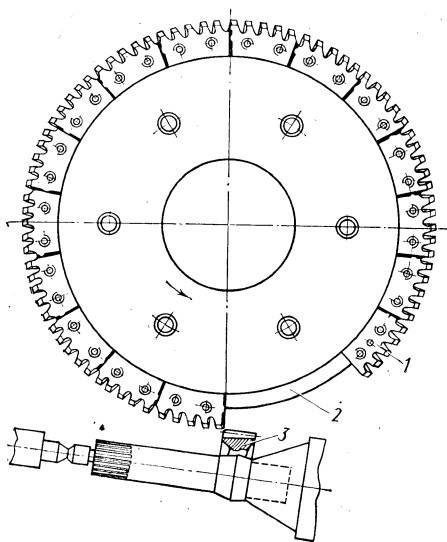


Рис. 1. Схема обработки зубчатого колеса: 1 — резцовый блок; 2 — свободная часть сектора инструмента; 3 — зубчатое колесо

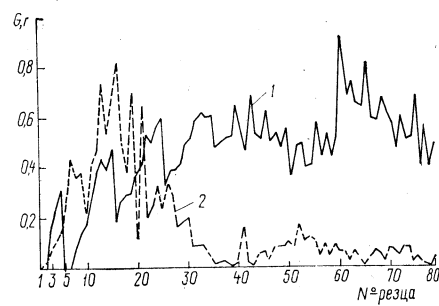


Рис. 2. Изменение массы стружки, снимаемой резцами при черновом (кривая 1) и чистовом (кривая 2) протягивании

вом протягивании. Изменение массы стружки, снимаемой каждым резцом при обработке одной впадины черновой (кривая 1) и чистовой (кривая 2) протяжками, показано на рис. 2. Зная массу снимаемой стружки, можно примерно оценить силу резания и износ каждого резца. Из рисунка, в частности, видно, что нагрузка на черновые и полуцистовые резцы (до 30-го резца) при чистовом протягивании значительно выше, чем на чистовые (после 30-го резца), которые определяют точностные показатели процесса. Кроме того, колебание объемов (массы) снимаемой стружки от зуба к зубу говорит о влиянии погрешностей профилирования и заточки круговой протяжки на распределение массы металла, снимаемого каждым резцом. График наглядно характеризует нагруженность каждого резца, а также показывает, какой припуск на каждый резец остается под чистовое протягивание. Это, в принципе,

позволяет профилировать инструмент так, чтобы объем металла, снимаемого каждым резцом, был одинаковым, а значит, повысить стойкость инструмента. Как уже упоминалось, круговое протягивание повышает производительность процесса. В частности, для вала сошки руля: по сравнению с протягиванием плоской протяжкой — более чем в 2 раза, а по сравнению с нарезанием червячной фрезой — в 7 раз. Такой выигрыш получается за счет того, что сам метод протягивания производительнее многих других, а в рассматриваемом процессе, кроме того, применен инструмент двустороннего резания и отсутствуют его холостые возвратно-поступательные движения.

Так, машинное время при круговом протягивании одной заготовки составляет 25 с (вместо 1,2 мин при фрезеровании), путь резания каждого резца при нарезании впадины примерно равен или даже

меньше ширины зубчатого венца, а поэтому каждый зуб червячной фрезы проходит путь, примерно в 16 раз больший, чем ширина венца, поэтому и износы инструментов разные.

При внедрении черногового кругового протягивания высвобождаются два вертикально-протяжных станка, которые заменяются одним зубопротяжным станком, а при чистовом — семь зубофрезерных станков, которые заменяются также одним зубопротяжным. В результате экономический эффект от внедрения кругового протягивания вала сошки рулевого управления автомобиля ЗИЛ-130 составляет примерно 45 тыс. руб. в год.

В заключение отметим, что круговое протягивание зубьев переменного профиля можно применять не только для обработки зубьев сектора вала сошки рулевого управления, но и для других зубчатых колес, имеющих переменный профиль зубьев.

УДК 621.924-589:621.436.038.8.002.2

## Отделочная обработка иглы распылителя дизеля

Канд. техн. наук А. М. ВАСИЛЬЕВ, канд. техн. наук Ю. П. МОЧАЕВ, А. М. РУДСКОЙ

Курский политехнический институт

**В АЖНЕЙШИЕ** эксплуатационные параметры распылителя топливной аппаратуры дизеля — герметичность по запорному конусу, качество распыливания и пропускная способность. Они косвенно характеризуют размерную точность, точность геометрической формы и расположения сопрягаемых конических поверхностей деталей распылителя, а следовательно; долговечность последнего и технико-экономические показатели дизеля в целом. В связи с этим ГОСТ 9928—71 установлены жесткие требования к поверхности запорного конуса иглы: отклонение от круглости допускается не более 0,5 мкм; биение запорной поверхности относительно оси цилиндрической поверхности — 2 мкм, ее шероховатость  $Ra = 0,16$  мкм.

Понятно, что достичь такой точности не просто, поэтому как в отечественной, так и зарубежной практике применяются различные методы отделочной обработки конуса. Но наибольшее распространение получил один из них — бесцентровое шлифование на призме, играющей роль двух спаренных жестких опор (рис. 1). Такая компоновка обеспечивает надежное базирование иглы в процессе бесцентрового шлифования запорного конуса и других поверхностей, расположенных консольно по отношению к опорам призмы.

К сожалению, применяемые для этой цели станки мод. ВЕ-7А, а также некоторые другие не позволяют в полной

мере использовать преимущества прогрессивного метода бесцентрового шлифования на призме. Дело в том, что неизбежный в процессе эксплуатации износ кинематических звеньев механизма подачи и связанный с ним рост люфтов исполнительных органов станков ведет к снижению точности обработки прецизионных деталей топливной аппаратуры. На точность и плавность малых перемещений исполнительных органов влияют и силы трения в направляющих шлифовальной бабки и стола станка, приводя к скачкообразному движению этих органов. Массы узла шлифовальной бабки и стола станка — тоже один из факторов, сказывающийся на точности управления микроподачей: с их увеличением, а следовательно, с увеличением инерционности механизма подачи, уменьшается быстродействие привода.

Отсюда видно, что для повышения точности шлифования прецизионных деталей первостепенное значение имеет конструкция и работа механизма микроподдачи станков: чтобы получить лучшие динамические характеристики привода, нужно применить упругосилового привод, который имеет значительно меньшую, чем все другие, массу подвижных элементов и не имеет направляющих скольжения и зазоров в кинематических звеньях. Схема одного из вариантов такого привода микроперемещений (А. с.

814667, СССР), устанавливаемого на станках мод. ВЕ-7А и АFB-500 фирмы «Кикинда» (Югославия), показана на рис. 2.

Привод снабжен двумя упругими стойками 2, выполненными в виде пластинчатых пружин из стали 65Г, которые соединяют основание 1 и верхнюю плиту 6, кинематически связанную толкателем 7 и роликом 9, с приводом 8 (пневмоцилиндром) управления подачей. На верхней плите установлены призма 3 для базирования обрабатываемой детали 4 и механизм 5 вращения детали. Привод управления подачей снабжен шток-копиром 10. Величина подачи в процессе быстрого подвода, врезания, установившегося резания и выхаживания определяется формой копира и регулируется в заданных пределах изменением расхода воздуха, выходящего из бесштоковой полости пневмоцилиндра, при помощи дроссельного устройства (на рисунке не показано).

Сравнительные производственные испытания, при которых проводилось шлифование запорного конуса игл штифтового распылителя из стали Р18 методом «врезания» на станках мод. ВЕ-7А (один из них был оборудован новым приводом), показали (рис. 3), что после пер-

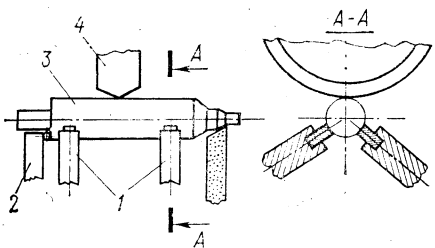


Рис. 1. Схема базирования иглы распылителя на призме:

1 — опоры призмы; 2 — упор; 3 — обрабатываемая деталь; 4 — прижимной ролик

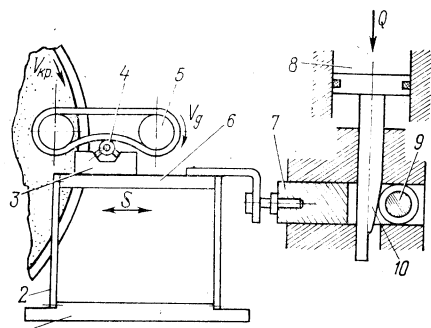


Рис. 2. Схема упругосилового привода

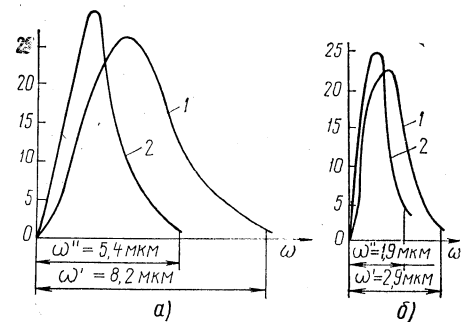


Рис. 3. Кривые распределения биения запорного конуса иглы распылителя после первого (а) и второго (б) проходов шлифования:

1 — на серийном станке ВЕ-7А; 2 — на станке ВЕ-7А, оснащённом упругосиловым приводом

вого прохода шлифования на станке, не оборудованном упругосиловым приводом, рассеяние биения заборного конуса  $\Phi_{ш1} = 8,2$  мкм, а после шлифования на модернизированном станке — 5,4 мкм. После второго прохода шлифования поля рассеяний биений равны 2,9 и 1,9 мкм соответственно. Иными словами, как после первого, так и второго проходов шлифования рассеяние биения в партии деталей, обработанных на модернизированном станке, оказалось в 1,5 раза меньше рассеяния биения деталей в партии, обработанной на серийном станке. Это свидетельствует о более высо-

ких точностных характеристиках станков, оснащенных упругосиловым приводом.

Наиболее выгодными режимами шлифования на модернизированном станке являются следующие: ускоренная подача 300 мм/мин; рабочая подача при получистовом и чистовом шлифовании соответственно 0,7 и 0,35 мм/мин; скорость вращения шлифовального круга 35 м/с, частота вращения заготовки 500 мин<sup>-1</sup>; время выхаживания 1,5 с; время цикла при получистовом и чистовом шлифовании соответственно 8 и 6 с. Величина припуска на обработку при получистовом

шлифовании 0,1—0,12 мм, при чистовом 0,03—0,04 мм.

Таким образом, оснащение упругосиловым приводом круглошлифовальных станков, предназначенных для шлифования прецизионных деталей топливной аппаратуры на призме, значительно повышает точность обработки, позволяет использовать для бесцентрового шлифования существующие станки и отказаться от закупки специальных станков за рубежом. Еще больший народнохозяйственный эффект может дать освоение выпуска специальных станков на базе упругосилового привода.

УДК 629.113-033.78:621.893

## Новые материалы для металлокерамических дисков

Г. М. ЛАВРУХИН

НАМИ

В НАМИ ведутся комплексные работы по исследованию, созданию и внедрению в производство новых долговечных и высокоэффективных фрикционных материалов и процессов прогрессивной безотходной технологии их изготовления из металлокерамики. Примером таких работ могут служить новые металлокерамические материалы для узлов трения автомобилей и автобусов и, в частности, материалы для дисков гидромеханических коробок передач (ГМП) и гидроподжимных муфт тракторов.

Известно, что применяемый для этих целей около 30 лет фрикционный материал МК-5 уже устарел и по своим характеристикам во многом не удовлетворяет возросшим требованиям конструкторов и эксплуатационников. В частности, он не обеспечивает требуемой надежности и долговечности фрикционных деталей в широком диапазоне (1—5 МПа) нагрузок и окружных скоростей (1500—3600 мин<sup>-1</sup>), имеет уже недостаточные износостойкость (0,175 мкм на 1000 торможений), низкий коэффициент трения (0,096) и термостойкость, содержит в своем составе дефицитные легирующие элементы (олово, свинец и др.), работает при малых критических скоростях (2500 мин<sup>-1</sup>). И это понятно. Для новых двигателей повышенной мощности нужны ГМП, способные передавать больший крутящий момент, но — по вполне понятным причинам — не имеющие большой собственной массы.

Все это заставило специалистов НАМИ заняться созданием новых фрикционных материалов, обладающих повышенными надежностью, долговечностью, коэффициентом трения, но в то же время дешевыми в производстве. Результатом этой работы стали новые металлокерамические фрикционные материалы НАМИ-3, НАМИ-4 и НАМИ-16. Их испытания показали следующее.

Во-первых, износостойкость новых материалов как в стеновых, так и в эксплуатационных условиях выше, чем у МК-5, на 60—80%. Во-вторых, выше у них и коэффициент трения (рис. 1). В частности, его максимальные значения составляют: для материала НАМИ-3 — 0,091, для материалов НАМИ-4 — 0,1 и НАМИ-16 — 0,086, что выше, чем у традиционного материала МК-5, соответственно на 13,7, 25 и 7,5%. При этом характерно, что этот максимум наблюдается практически при одних и тех же удельных давлениях на диски (2,4 МПа).

Дальнейшие исследования новых материалов были связаны с определением влияния на их фрикционные и эксплуатационные свойства различных компонентов (меди, олова, свинца, железа, алюминия, графита, асбеста и др.), а также технологии прессования дисков.

В результате исследований образцов (рис. 2) был отобран один материал МК-403. Прессование дисков из него проводили по специальной технологии, разработанной в НАМИ. Она обеспечивала получение заданного профиля спиральных, радиальных и других канавок без механической обработки заготовки-накладки после ее спекания (при традиционной технологии такая обработка обязательна). Давление прессования — 200—400 МПа; спекание осуществлялось при температуре 970—1020 К и давлении 0,5—0,7 МПа в созданном специалистами НАМИ приспособлении «МЕЦУКОР» — механизме, центрирующем металлокерамическую заготовку и устраняющем коробление и разностенность дисков непосредственно в процессе их спекания, а также обеспечивающем наибольшую прочность и шероховатость рабочей поверхности профиля металлокерамического диска. При такой технологии неплоскостность (коробление), разностенность и разнотолщинность спеченных дисков не превышают 0,08—0,1 мкм.

Автомобильная промышленность, 1984, № 11

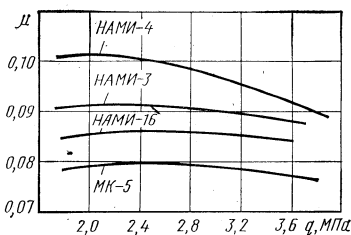


Рис. 1. Зависимость максимального коэффициента трения  $\mu$  дисков при установившемся режиме скольжения ( $n = 1500$  мин<sup>-1</sup>, температура масла и дисков 353 К) от удельного давления  $q$  на диски

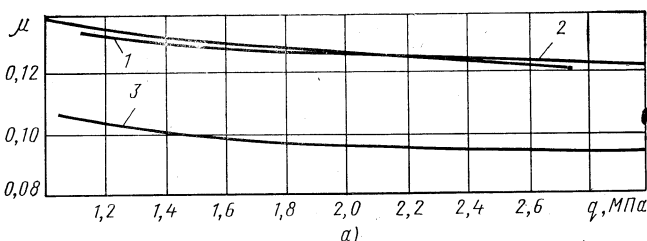


Рис. 2. Металлокерамический диск-образец

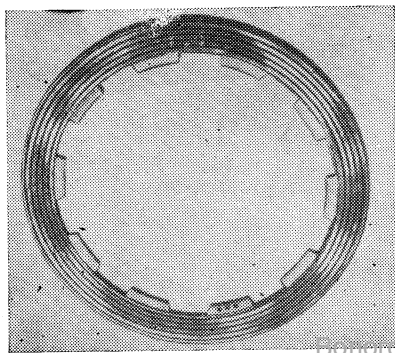
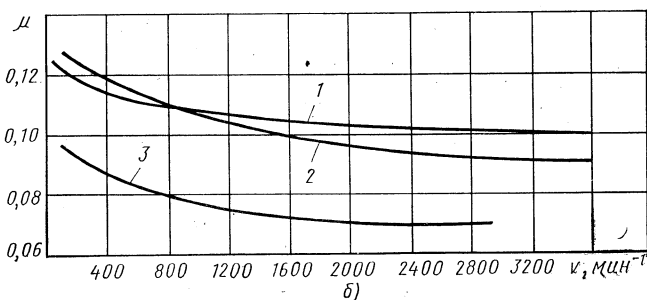


Рис. 3. Зависимость максимального коэффициента трения дисков при установившемся режиме скольжения ( $n = 76$  мин<sup>-1</sup>, температура масла и дисков 353 К) от удельного давления на диски из материалов: 1 — МК-403 по стали 40; 2 — МК-403 по стали 65Г; 3 — МК-5 по стали 65Г



Сравнительные испытания нового МК-403 и традиционно применяемого МК-5 материалов на износ, а также определение их коэффициентов трения проводились на стенде, но в условиях, максимально приближенных к условиям их работы в гидropередачах и гидромuфтах. Они выявили следующее.

Износ материала МК-5 составил 0,175 мкм на 1000 торможений, а стального контртела (сталь 65Г) — 0,576 мкм; максимальная величина коэффициента трения при частоте вращения 70 мин<sup>-1</sup> оказалась равной (рис. 3,а) 0,95 (удельное давление 1,1 МПа), а при удельном давлении 2 МПа (частота вращения ~200 мин<sup>-1</sup>) — 0,09 (рис. 3,б).

Диски из материала МК-403 показали износ металлокерамики 0,043 мкм на 1000 торможений, а контртела — 0,191 мкм, т. е. их износостойкость в 4 раза выше, чем дисков из материала МК-5, а контртела — в 3 раза. Максимальная величина коэффициента трения — 0,128, что на 27% выше, чем у материала МК-5. То же самое можно сказать и о критической скорости скольжения дисков: у выполненных из материала МК-403 она составила 3600 мин<sup>-1</sup>, а из материала МК-5 — 2500 мин<sup>-1</sup>.

Таким образом, новый фрикционный материал МК-403 показал значительно более высокие свойства, чем ныне применяемый в гидropередачах и гидropоджимных муфтах материал МК-5. Следовательно, его применение позволяет существенно повысить долговечность и надежность узлов трения гидropередач. Кроме того, материал МК-403 почти в 2 раза дешевле, чем материал МК-5, так как не содержит дефицитного и дорогостоящего олова.

Опытную партию металлокерамических дисков, предназначенных для серийных ГМП, которые устанавливаются на автобусах Львовского автобусного завода им. 50-летия СССР, изготовил в 1978 г. Броварский завод порошковой металлургии. Спрессованные из порошков металлокерамические накладки получали при давлении 270 МПа без нанесения канавок; спекание в вертикально-проходной печи осуществлялось при давлении 0,9—1,0 МПа. Спиральные и радиальные канавки на рабочей поверхности дисков наносили чеканкой на механическом прессе, после спекания дисков, без дальнейшей их термической обработки. Разностенность дисков после чеканки составила 0,096—0,124 мм, твердость — *HV* 20—31.

Учитывая, что коэффициент трения у материала МК-403 и

передаваемый выполненным из него диском момент на 27% выше, чем у материала МК-5, на автобус устанавливали не 12, а 10 дисков (соответственно и стальных дисков стало на два меньше).

Результаты износов опытных дисков из материала МК-403 в различных автопарках при эксплуатации приведены ниже.

	МК-403				МК-5	
Пробег дисков, тыс. км . . .	267	321	260	268	180	75—100
Средний износ металлокерамики на сторону, мм . . .	0,064	0,072	0,115	0,084	0,017	0,065

Анализ результатов эксплуатационных испытаний показал, что максимальный пробег дисков из материала МК-403 составил 410 тыс. км, а средний — 264 тыс. км, что превышает установленный ресурс ГМП (250 тыс. км). В то же время средний пробег дисков из материала МК-5 составил лишь 125 тыс. км.

Таким образом, не только стендовые, но и эксплуатационные испытания убедительно доказали: металлокерамический материал МК-403 имеет в 2—3 раза большую, чем МК-5, износостойкость, на 20—27% больший — и значительно более стабильный — коэффициент трения, на 15% большую критическую скорость, лучшую термостойкость, содержит меньшее количество меди и не содержит дорогостоящее дефицитное олово. Материал МК-403 примерно на 50% дешевле, чем МК-5. Следовательно, применение дисков из материала МК-403 в ГМП позволит повысить качество гидropередач и вдвое увеличить ресурс пробега дисков, повысить передаваемый крутящий момент, уменьшить число металлокерамических и стальных дисков, тем самым существенно сократить потребность в запасных частях, экономить прокат. Его, кроме того, можно использовать в гидropередачах и сцеплениях автомобилей, в металлорежущих станках, тракторах и мотоциклах.

Годовой экономический эффект от внедрения новых дисков на Львовском автобусном заводе в 1983 г. составил более 200 тыс. руб., а в 1984 г. превысит, по расчетам, 600 тыс. руб. Этот эффект может быть еще большим, если спеченные диски после их чеканки обрабатывать термически (при 893 К) — для восстановления структуры металлокерамики, которая нарушается при холодной чеканке.

УДК 621.74:669.2/8:629.113-034.2/8

## Литейные сплавы цветных металлов для автомобилестроения

Канд. техн. наук А. А. АНДРУШЕВИЧ, А. И. ХРАМЧЕНКОВ

НИИЛИТавтопром

СОВРЕМЕННОЕ автомобилестроение характеризуется интенсивным увеличением применения сплавов цветных металлов, в которых удачно сочетаются низкая плотность, высокая коррозионная стойкость с повышенными физико-механическими и технологическими параметрами. Общий объем производства отливок из них в отрасли, например в Х пятилетке составил 14,7% от всего объема литья.

Наиболее интенсивно применяется алюминевое литье, составляющее более 3/4 всего объема литья из цветных сплавов. В то же время, несмотря на высокую стоимость шихтовых материалов, доля отливок медных (10—11%) и цинковых (8—9%) сплавов тоже не сокращается, так как сплавы на основе меди обладают рядом уникальных свойств, а сплавы на основе цинка широко используются при литье под давлением. Литье же из магниевых сплавов (1,3—1,5%), несмотря на их высокую удельную прочность, до сих пор не находит должного применения, что объясняется технологическими сложностями, необходимостью антикоррозионной защиты отливок, их хрупкостью при низких температурах и т. д. В последние годы началось освоение производства автомобильных отливок (в промышленных масштабах) из титановых сплавов.

Таково в общих чертах соотношение между объемами сплавов из цветных металлов, применяемых для литья деталей автомобильной техники. Что же касается ассортимента таких сплавов, то он примерно следующий.

Литейное производство отрасли из всего множества известных сплавов алюминия использует всего 26: восемь из группы «алюминий — кремний» (АЛ2, АЛ4, АЛ9, АК9, АК9С, АК7, АК17, АЛ4В), десять из группы «алюминий — кремний — медь» (АЛ5, АК5М7, АК5М2, АК12М2, АК12М2Р, АК4М4, АК6М2, АК7М2, АЛ6, АК10М2) и восемь — из группы «алюминий — прочие элементы» (АЛ1, АЛ11, АЛ13, АЛ30, АЛ18, КС245, ВКЖЛС-2, АК4М2Ц6) и практически не применяет высокопрочные сплавы из групп «алюминий — медь» и «алюминий — магний». Кроме перечисленных, в последнее время значительно увеличилось использование вторичных алюминиевых сплавов, что можно объяснить резким повышением их качества вследствие совершенствования процессов подготовки шихты, плавки, рафинирования и модифицирования.

Сплавов на основе меди используется всего 22, из них 10 медно-цинковых (латуней) и 12 бронз (шесть оловянных и шесть безоловянных), что составляет не более 10% от известного числа медных

сплавов, а литейных цинковых — семь марок: ЦА4, ЦАМ4-1, ЦАМ4-10, ЦАМ4-3, ЦАММг 421-0,1, ЦАМ9-1,5Л, ЦАМ10-5Л, основными легирующими элементами в которых являются алюминий, медь, магний. Из них отливают корпуса карбюраторов, насосов, детали тормозов, осветительной арматуры, работающих в условиях относительно невысоких температур до 373 К.

Из промышленных литейных сплавов на основе магния предприятия отрасли потребляют один — МЛ5, основные легирующие компоненты которого — алюминий, цинк, марганец, кремний. Сплав имеет малую линейную усадку, обладает достаточной текучестью в расплавленном состоянии, менее, чем другие магниевые сплавы, склонен к образованию микрорыхлот и пористости, вследствие чего пригоден к литью ответственных и сложных по конфигурации деталей (картеры, всевозможные крышки, статоры и т. п.).

Как видим, номенклатура применяемых литейных сплавов достаточно широка. Однако, на наш взгляд, такая широта не всегда оправдана. Дело в том, что многие из применяемых сплавов значительно различаются как по свойствам, так и по составу и используются в малых объемах. В связи с этим можно было бы сократить число применяемых в автомобильной промышленности ли-

Таблица 1

Параметры	Основа сплавов						
	Al	Mg	Cu		Zn	Ti	Fe
	сплав АЛ4	сплав МЛ5	латунь ЛК80-3Л	бронза 5РОЦС 5-5-5	сплав ЦАМ-1	сплав ВТ5	сталь 30Л
Система	Al-Si-Mg	Mg-Al-Zn	Cu-Si-Zn	Cu-Sn-Zn-Pb	Zn-Al-Cu	Ti-Al	Fe-C
Плотность при 293К, г/см <sup>3</sup>	2,65	1,81	8,3	8,5	6,80	4,5	7,5
Температура плавления, К	610	590	1000	1100	430	1700	1500
Удельная теплоемкость при 293К, Дж/(кг·град)	1077	1100	390	420	494	550	753
Скрытая теплота плавления, кДж/кг	272	330	221	257	82	360	258
Количество теплоты на расплавление 1 кг, кДж	912	956	603	709	284	1284	1318
Удельная теплопроводность, Вт/(м·град)	104	130	195	64	102	20	54
Коэффициент линейного расширения, 1·10 <sup>-6</sup> град	25,0	25,0	18,4	18,5	30,0	9,5	11,4
Механические свойства (в Т-состоянии):							
σ <sub>в</sub> , МПа	240	230	300	180	270	700	650
σ <sub>0,2</sub> , МПа	200	85	—	—	—	—	—
δ, %	3	2	15	4	2	6	10
НВ, МПа	700	750	1100	600	800	2000	3000
Литейные свойства:							
жидкотекучесть, мм (по спирали)	800	700	800	—	720	—	—
линейная усадка, %	1,0	1,3	1,7	1,4	1,2	2,5	2,0
Коррозионная стойкость	Хор.	Удовл.	Хор.	Удовл.	Пониженная		
Удельная прочность, МПа·см <sup>3</sup> /г	9,1	12,7	3,61	2,12	3,7	15,5	8,7
Предельная рабочая температура	473	423	573	673	373	673	773
Обрабатываемость резанием	Удовл.			Хор.		Удовл.	

кокиль и в песчаную форму доходит до 50%.

Важную роль в использовании того или иного материала в массовом производстве, наряду с эксплуатационными и технологическими параметрами, играет экономическая целесообразность производства деталей. Ее можно оценить по затратам на литейный передел цветных металлов. В частности, по количеству тепла, необходимого на их плавление (табл. 2). Из таблицы видно, что энергетические затраты на производство цветных металлов значительно меньше, чем на производство железа. Если же учесть, что энергозатраты на литейный передел сплавов еще меньше (так, для алюминия относительная стоимость энергозатрат на расплавление 1 т в индукционной плавильной установке при учете ее КПД составляет не более 2—3% от стоимости шихты), то понятно: стоимость производства отливок из цветных сплавов определяется главным образом стоимостью исходных шихтовых материалов.

В общем объеме производства литья в СССР на долю отливок из сплавов цветных металлов приходится около 5%, в автомобильной промышленности этот показатель значительно выше и достигает, как уже упоминалось, 14—15%.

Эта цифра может быть еще больше, но потребуются повысить качество деталей, их эксплуатационные характеристики при работе в условиях повышенных нагрузок и широком интервале температур. Основными путями решения проблемы повышения качества литья явля-

Таблица 2

Параметры	Fe	Ti	Ni	Cu	Al	Mg	Zn	Pb	Sn
Температура плавления, К	1811	1941	1726	1356	933	924	693	600	505
Удельная теплоемкость, Дж/кг·град	695	540	448	440	1090	1030	419	130	240
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	7860	4510	8900	8900	2700	1740	7140	11 400	7230
Скрытая теплота плавления, кДж/кг	272	358	308,5	214	390	293	118	25	60
Теплота нагрева 1 кг металла до температуры плавления, кДж/кг	1060	890	643	466	700	690	167	41,1	49
Количество теплоты на расплавление 1 кг металла	1332	1248	951	680	1090	943	285	66,1	109
Относительные энергозатраты на плавление 1 кг металла	1,0	0,95	0,715	0,51	0,82	0,71	0,213	0,05	0,082

тейных сплавов цветных металлов практически на 30%, что значительно упростило бы и повысило надежность технологических процессов получения высококачественного литья, улучшило систему переработки отходов. Первый шаг в этом направлении уже сделан: РТМ 37.002.0354—81 унифицируют алюминиевые и медно-цинковые сплавы, на долю которых приходится 80% всей номенклатуры применяемых марок.

Свойства распространенных в автомобилестроении литейных сплавов на основе алюминия, магния, меди, цинка, титана, железа приведены в табл. 1. Из нее следует, что механические характери-

стики сплавов не высоки, литейные — хорошие.

Для крупносерийного и массового производства автомобильных отливок наиболее экономически и технически целесообразным оказалось литье в многообразные формы — в кокиль и под давлением, поэтому около 80% отливок изготавливается именно таким способом. Литье под давлением и в кокиль обеспечивает, кроме того, наиболее высокие свойства отливок. Отливки же, изготовленные литьем в песчаную форму, наоборот, обладают низкими свойствами. Например, разница в значениях предела прочности и относительного удлинения при литье в

ютя внедрение комплексного легирования сплавов, совершенствование технологии плавки, металлургической обработки (рафинирование, модифицирование) расплавов, заливки, термической обработки отливок на базе применения современных высокопроизводительных технологических процессов и оборудования, а также использование известных высокопрочных сплавов. Такой комплекс, как свидетельствуют результаты многочисленных исследований, позволяет в 1,5—2 раза повысить прочностные и пластические свойства литейных сплавов и сохранить удовлетворительные литейные их качества.

#### УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ И АВТОРЫ

В связи с тем, что в редакцию часто приходит письма с просьбой выслать тот или иной номер (номера) журнала, сообщаем: возможностью выполнять такие просьбы редакция не располагает. Журнал «Автомобильная промышленность» распространяется только по подписке. Причем подписка может быть сделана на любой срок, начиная от одного до двенадцати месяцев, в любом пункте «Союзпечати». Следует лишь помнить, что подписываться нужно не позже, чем за два месяца до выхода в свет интересующего Вас номера журнала.

Количество экземпляров одного (одних) и того же номера — не ограничивается.

# Внедрение прогрессивной технологии — важнейший путь повышения эффективности производства

Канд. техн. наук С. В. ПОДСОБЛЯЕВ

НИИТавтопром

В «ОСНОВНЫХ направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 гг. и на период до 1990 года» предусмотрено повышение эффективности производства за счет роста вооруженности труда на основе широкого внедрения комплексной автоматизации и механизации производственных процессов, неуклонного сокращения во всех отраслях численности работников, занятых ручным трудом, особенно на вспомогательных и подсобных работах, экономии трудовых, материальных и топливно-энергетических ресурсов.

Особую важность это направление приобретает в свете решений XXVI съезда КПСС и последующих Пленумов ЦК КПСС о переводе экономики страны на интенсивный путь развития на базе ускоренного внедрения в производство достижений научно-технического прогресса, разработки новых прогрессивных видов машин, технологий и оборудования.

Известно, что каждый рубль, вложенный в развитие науки, в освоение ее результатов в промышленном производстве, дает около 1,5 руб. прироста национального дохода, что примерно в 4 раза выше, чем доход, приносимый средствами, вкладываемыми в развитие основных производственных фондов. Именно поэтому в решениях XXVI съезда КПСС указывается на усиление роли науки в повышении эффективности производства, результатом которого должно стать широкое применение малооперационных, малоотходных и безотходных технологических процессов, с использованием новейших высокоэффективных методов обработки металла, в том числе электрохимических, плазменных, лазерных и других, широкое применение промышленных роботов, систем автоматического управления с использованием микропроцессоров и других мини-ЭВМ.

Велика роль научно-технического потенциала и в автомобильной промышленности. Производительность и экономичность продукции отрасли активно влияют на эффективность производства в отраслях-потребителях, а технический уровень производства, технологии и оборудования во многом определяет рациональное расходование тех огромных трудовых, материальных и энергетических ресурсов, которые используются в отрасли, причем значительная часть экономии этих ресурсов достигается в конечном счете средствами прогрессивной технологии.

В этой связи задача НИИТавтопрома как головного технологического института автомобильной промышленности состоит в том, чтобы сконцентрировать имеющийся научно-технический потенциал на достижении главной цели — экономном расходовании всех ресурсов. Это, во-первых, повышение реальной производительности труда путем разработки и внедрения наиболее прогрессивного и высокопроизводительного автоматизированного оборудования, обеспечивающего высвобождение трудовых ресурсов, во-вторых, рациональное использование металла, других материальных и энергетических ресурсов за счет применения малоотходных и менее энергоемких технологических процессов и, наконец, повышение качества и надежности продукции за счет разработки и внедрения прогрессивных процессов и оборудования для упрочнения, а также средств активного контроля.

Исходя из этих направлений НИИТавтопром совместно с институтами и заводами отрасли разработал целевую комплексную программу научно-технического прогресса в автомобильной промышленности на 1981—1985 гг. и до 1990 года в области технологии. Эта программа построена по целевому принципу, и основными ее целями являются экономия трудовых, материальных и энергетических ресурсов в отрасли и народном хозяйстве, повышение качества и надежности автомобильной техники.

Эти же цели определяют и структуру плана института, тематика которого включает разработку средств автоматизации и механизации производственных процессов, осуществляемую на базе применения современных электронных средств управления оборудованием, станков с ЧПУ, роботов, микропроцессорной техники. Предусматривается разработка и внедрение металло- и энергосберегающей технологии, процессов и оборудования для упрочнения и повышения ресурса деталей и узлов автомобильной техники.

Значительная часть этих разработок осуществляется применительно к объектам общегосударственной программы, та-

ких, как Продовольственная программа СССР и программа дизелизации массовых грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ.

Целевая направленность работ НИИТавтопрома отражена в тематическом плане института. Так, в области автоматизации производства планом предусматривается создание автоматических линий и автоматизированного высокопроизводительного оборудования. Будет завершена разработка технической документации на комплекс автоматических линий обработки ступицы колеса и тормозного барабана автомобиля УралАЗа, автоматической линии механообработки шатунов велосипеда для Харьковского велосипедного завода им. Г. И. Петровского, автоматической линии изготовления пружин тормозных камер для Гродненского завода автомобильных агрегатов. Предусмотрена разработка гибкого технологического комплекса формовочного оборудования со средствами диагностики и АСУТП, предназначенного в первую очередь для Саранского литейного завода «Центролит» им. 50-летия ВЛКСМ. Совместно с ЗИЛом, КамАЗом и ВАЗом планируется разработка автоматической безопасной линии с вертикальным разъемом для производства крупных отливок. В 1983 г. в институте создан гибкий технологический комплекс из станков с ЧПУ и управлением от ЭВМ для механической обработки. В 1984 г. осуществляется его освоение, определение технических возможностей и технико-экономических показателей для воспроизводства в отрасли. В план включены также темы, предусматривающие в период 1984—1987 гг. создание и внедрение автоматизированных линий и оборудова-

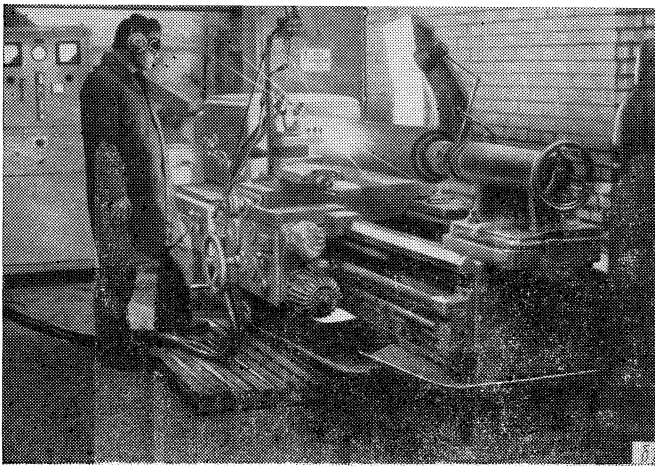
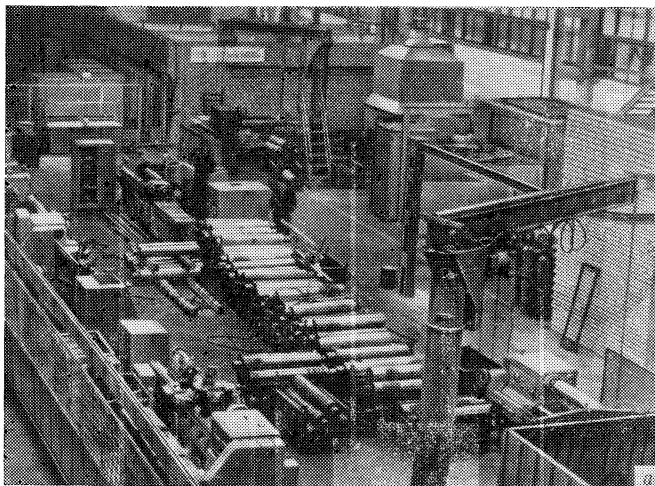


Рис. 1. Производственный участок (а) и станок (б) для нанесения покрытий на шкворни карьерных автомобилей-самосвалов БелАЗ

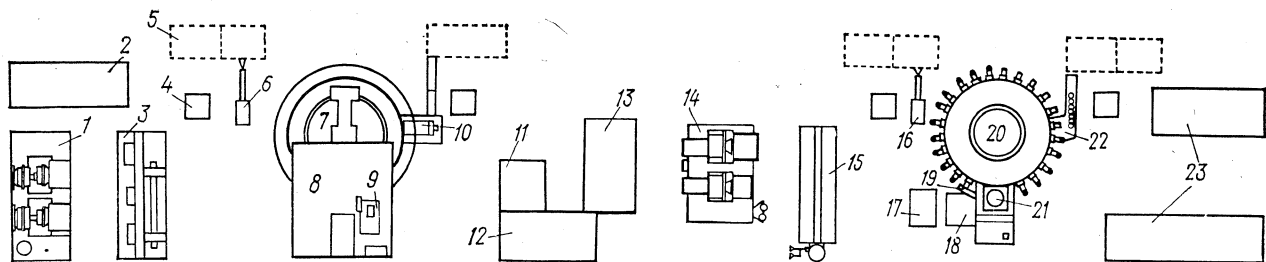


Рис. 2. Комплекс оборудования плазменного напыления шаровых пальцев:

1 — гидростанция; 2 и 23 — электрические шкафы; 3 — гидропанель; 4 — пост контроля; 5 — технологическая тара; 6 и 16 — манипуляторы; 7 и 20 — поворотные столы; 8 — дробеструйная камера; 9 — камера напыления; 10 и 22 — механизмы выгрузки; 11 и 17 — пульта управления; 12 — источник питания; 13 — склад оснастки; 14 — гидростанция; 15 — гидропанель; 18 — трансформатор; 19 — индуктор; 21 — механизм калибрования

ния для сборки — сварки автомобильных, тракторных и комбайновых колес, а также сборки — сварки ведущих мостов автомобилей МАЗ и ЗИЛ. Планируются внедрение на Ярославском заводе дизельной аппаратуры комплекса автоматизированного оборудования для сборки и испытания топливного насоса высокого давления двигателя КамАЗ, разработка совместно с МКТЭИавтопромом автоматов и линий общей сборки нового двигателя МемЗ-245.

Для широкого тиражирования работ НИИТавтопрома заводами Минстанкопрома и в собственном станкостроении осваивается серийное производство разработанных институтом автоматических линий и оборудования для точного литья по выплавляемым и выжигаемым моделям, автоматизированного оборудования сточной формовки, оборудования для отливки алюминиевых головок блоков под низким давлением, машин для штамповки литых заготовок из цветных сплавов, автоматизированного комплекса для холодного выдавливания и др.

В области экономии металла и других ресурсов планом НИИТавтопрома предусмотрена дальнейшая разработка малоотходных и ресурсосберегающих технологий, в том числе: малоотходная штамповка поковок сложной формы (типа крестовин и фланцев вилок карданного вала), технология горячего накатывания зубьев конических колес непосредственно на поковках, без предварительной механической обработки (в производственных объединениях ГАЗ и ЗИЛ), формообразование мелко модульных зубчатых венцов (на мото-вело заводах), холодная объемная штамповка крупногабаритных шаровых пальцев, ступенчатых валов и других деталей массой более 1 кг с организацией специализированных производств в Мичуринском производственном объединении «Мотордеталь», на Днепропетровском заводе «Автозапчасть» и Харьковском велосипедном заводе им. Г. А. Петровского. Институтом совместно с заводами отрасли намечены к переводу на изготовление методом порошковой металлургии еще более ста наименований деталей.

В области повышения надежности и долговечности автомобилей предусмотрено продолжение работ на созданных ранее на БелАЗе участках (рис. 1) упрочнения деталей карьер-

ных автомобилей-самосвалов газотермическим напылением, лазерным термоупрочнением и поверхностной закалкой ТВЧ. Планируется расширить применение процессов лазерного термоупрочнения и создать на ЗИЛе линии из шести специальных установок для упрочнения головок блока цилиндров двигателя ЗИЛ-130; внедрение лазерного упрочнения чашек дифференциала, фланцев полуоси, картеров коробок передач и других деталей на КамАЗе, МАЗе, УралАЗе, КамАЗе, ЯМЗ; разработка типового гибкого переналаживаемого модуля для лазерного упрочнения гильз цилиндров всей номенклатуры, внедрение которого планируется в первую очередь на ГАЗе и позволит, отказавшись от применения нирезистовых вставок, повысить долговечность гильз в 1,5 раза. На ГАЗе же намечена организация специализированного участка, оснащенного автоматическими установками «ПУСК» для ионно-вакуумного покрытия поршневых колец автомобилей семейства ГАЗ, а на Московском автоагрегатном заводе — участка детонационного напыления корпусов водяного насоса автомобиля ЗИЛ-130. На Минском автозаводе осваивается технологический процесс производства шаровых пальцев с плазменным покрытием, что позволит повысить в 2 раза ходимость этих деталей (рис. 2).

Важные для отрасли проблемные вопросы намечены к разработке в поисковой тематике института. Среди них — применение в автомобильной технологии эффекта сверхпластичности для получения заготовок деформацией высокопрочных чугунов, изыскание эффективных и экономичных материалов для деталей двигателей адиабатного типа и ряд других проблем, решаемых с привлечением академических институтов.

Реализация работ НИИТавтопрома только в XI пятилетке путем внедрения разработок его силами, а также организации серийного производства разработанного им оборудования, включение работ института в комплексные планы заводов и т. д. позволит сэкономить 75 тыс. т металла, 140 млн. кВт·ч электроэнергии, 5 млн. м<sup>3</sup> природного газа, 150 тыс. дизельного топлива, 160 тыс. т дизельного масла. Это будет весомый вклад института в решение задач по повышению эффективности производства средствами передовой технологии, средствами научно-технического прогресса.



## ИЗ ИСТОРИИ СОВЕТСКОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 629.114.4(47).АЗЛК

### АВТОЗАВОД ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

**В** БИОГРАФИИ автозавода имени Ленинского комсомола (АЗЛК) нашли свое отражение все этапы развития легкового автомобилестроения в нашей стране — от сборки автомобилей из импортных деталей и узлов до массового их выпуска в условиях современного поточного производства.

Первоначальной базой нынешнего АЗЛК был автосборочный завод № 2, вступивший в строй в 1930 г. и рассчитанный на сборку легковых автомобилей «Форд-А» (рис. 1) из импортных деталей и узлов. Затем, после реконструкции

и расширения завода, здесь был налажен выпуск первого отечественного малолитражного автомобиля КИМ-10 (рис. 2), разработанного специалистами НАМИ и автозавода: 6 ноября 1930 г. с конвейера сошли первые 10 легковых автомобилей. Тогда же завод был переименован в Московский автосборочный завод имени КИМ (затем — Московский завод малолитражных автомобилей, ныне — автомобильный завод имени Ленинского комсомола).

Первый легковой малолитражный автомобиль выпускался в двух вариантах —

с закрытым (КИМ-10-50) и открытым (КИМ-10-51) кузовами. На нем устанавливался четырехцилиндровый карбюраторный двигатель рабочим объемом 1173 см<sup>3</sup>, степенью сжатия 5,75 и мощностью 19 кВт (26 л.с.). Полная масса автомобиля — 840 кг, расход топлива — 9 л/100 км, максимальная скорость — 90 км/ч. Автомобиль имел капот «аллигаторного» типа, тормоза с механическим приводом, рычажные амортизаторы.

КИМ-10 — первый отечественный легковой автомобиль индивидуального пользования. До Великой Отечественной войны их было выпущено 500 шт.

Послевоенные годы можно считать вторым рождением автозавода. На нем



Некоторые характеристики автомобилей	Номер базовой модели автомобиля								
	400	401	402	407	403	408	412	1360	1500
Год начала производства	1946	1954	1956	1958	1962	1964	1967	1976	1976
Год снятия с производства	1954	1956	1958	1963	1965	—	—	—	—
Масса снаряженного автомобиля, кг	845	855	980	990	980	990	1045	1047	1096
Максимальная скорость, км/ч	90	90	105	115	115	120	140	120	140
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	—	—	—	36	36	29	19	33	24
Контрольный расход топлива, л/100 км	8,0	8,0	7,0	6,5	6,5	6,5	8,0	8,5	9,2
Мощность двигателя, кВт	18	19	26	33	33	37	55	50	55
Рабочий объем цилиндров, см <sup>3</sup>	1070	1070	1220	1360	1360	1360	1480	1360	1480
Коробка передач	Механическая трехступенчатая				Механическая четырехступенчатая				
Передаточное число главной передачи	5,14	5,14	5,14	4,71	4,55	4,22	4,22	4,22	4,22
Размер шин	4.50—16	5.00—16	5.60—15	5.60—15	5.50—15	6.00—13	6.45—13	6.45—13	6.45—13

было возобновлено производство отечественных малолитражных легковых автомобилей. Важнейшая черта этого периода — существенное изменение типажа и расширение номенклатуры выпускаемых автомобилей. К конструкциям легковых автомобилей, по сравнению с довоенным периодом, были резко изменены требования, касавшиеся прежде всего повышения комфортабельности, улучшения формы кузова, максимально возможной бесшумности, динамики и скоростей. В соответствии с этими требованиями на автозаводе была проведена большая работа, результатом которой стало освоение в 1947 г. первых советских послевоенных малолитражных автомобилей «Москвич-400» с закрытым четырехместным кузовом (рис. 3).

На базе этого автомобиля разрабатывались новые модели и модификации, в том числе и новые базовые модели — 401, 402, 407, 403, 408 и 412 (см. таблицу). Причем элементы конструкции некоторых модификаций при переходе на последующие базовые модели не применялись. К ним относятся: «Москвич-422» с кузовом типа фургон (выпуск с 1947 по 1956 гг.), «Москвич-420К» — шасси (выпуск с 1948 по 1952 гг.) и «Москвич-420» с кузовом типа кабриолет (выпуск с 1948 по 1952 гг.). Но среди них были и такие, например «Москвич-420М» (специализированный автомобиль для обслуживания медицинских учреждений), элементы конструкции которых постоянно переходили на последующие базовые модели.

Перечисленные выше базовые модели автомобилей семейства «Москвич» имеют много общего: «классическую» компоновку с передним расположением двигателя и задними ведущими колесами; карбюраторный четырехцилиндровый двигатель в блоке со сцеплением и коробкой передач; неразрезной задний мост со стальной штампованной балкой, независимую подвеску передних колес; четырехдверный цельнометаллический несущий кузов. По мере освоения новых моделей автомобилей семейства «Москвич» конструкции их основных узлов и агрегатов существенно улучшались. Последнему во многом способствовали оснащение автозавода новейшим автоматизированным оборудованием, внедрение автома-

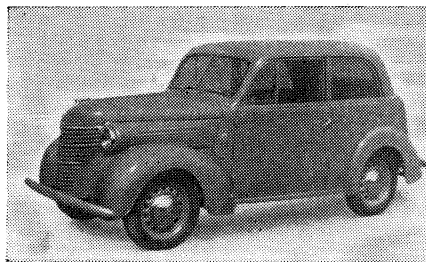


Рис. 2

тических линий, специальных станков, а также успехи других отраслей промышленности. В результате были созданы модели автомобилей, существенно отличавшиеся от выпускавшихся ранее рядом прогрессивных технических решений.

Так, после освоения в 1954 г. нового двигателя мощностью 19 кВт автомобиль «Москвич-400» был модернизирован и ему был присвоен индекс — 401. На нем были применены узлы и агрегаты шасси, значительно повышающие долговечность и надежность: трехступенчатая коробка передач с синхронизаторами на двух высших передачах и с рычагом переключения передач на рулевой колонке; задний мост с усиленными подшипниками главной передачи и дифференциала; новое рулевое колесо и т. д. В состав семейства впервые в отечественной практике вошла модификация с ручным управлением сцеплением, рабочими тормозами и дроссельной заслонкой карбюратора.

С 1956 г. автозаводцы приступили к выпуску другой базовой модели — «Москвич-402» (рис. 4), отличающейся от предыдущей не только совершенно новым кузовом, но и узлами шасси (телескопические амортизаторы, бесшкворневая подвеска, новые тормоза и органы управления), двигателем, коробкой передач и задним мостом. На этом автомобиле впервые были установлены обогреватель, радиоприемник и гнутые стекла.

Семейство автомобилей этой базовой модели кроме прежних модификаций («Москвич-402Б» — с ручным управлением и «Москвич-402М» для обслуживания

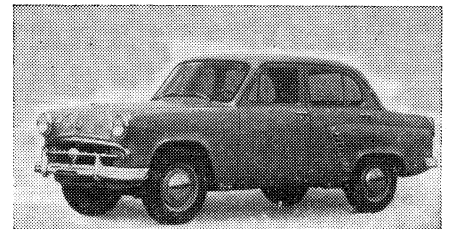


Рис. 4

медицинских учреждений) имело новые: такси — «Москвич-402Т» (выпуск с 1956 по 1962 гг.), автомобиль повышенной проходимости — «Москвич-410» (выпуск с 1957 по 1958 гг.) и автомобиль с кузовом универсал — «Москвич-423» (выпуск с 1957 г.).

1958 г. был годом большого успеха автозаводцев: с конвейера сошли новый верхнеклапанный двигатель и новая базовая модель автомобиля — «Москвич-407» (рис. 5). На новом двигателе были увеличены степень сжатия, его мощность

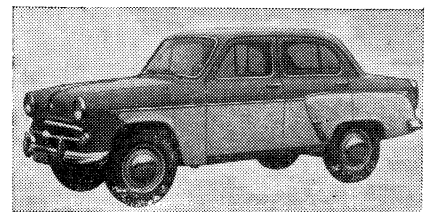


Рис. 5

достигла 33 кВт, расход топлива составил 10 л/100 км. Выпущенная несколько позже переходная модель — «Москвич-403» (рис. 6) отличалась гораздо более надежной и долговечной подвеской и модернизированным рулевым управлением, усовершенствованными тормозами с подвесной педалью и автоматической регулировкой зазора между тормозными колодками и барабаном. Остальные узлы и агрегаты были аналогичны применяемым на модели 407. На базе автомобиля «Москвич-403» выпускались мо-

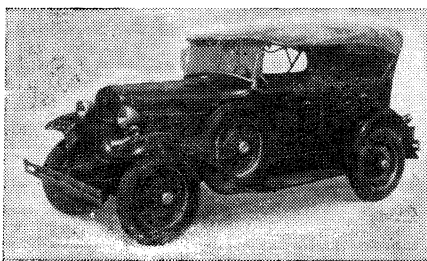


Рис. 1

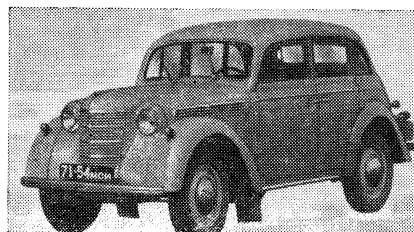


Рис. 3



Рис. 6



Рис. 7

дификации — «Москвич-403Б» (с ручным управлением), «Москвич-403М» (для обслуживания медицинских учреждений), «Москвич-424» (с грузопассажирским кузовом типа универсал), «Москвич-432» (с цельнометаллическим кузовом типа фургон), «Москвич-403К» (автомобиль-комплект для автосборочного завода) и небольшая партия модели 403ИЭ с измененными передней и задней частью кузова.



Рис. 8

Аналогичные модификации легковых автомобилей выпускались с 1964 г. на базе «Москвича-408» (рис. 7), имевшего совершенно новый кузов. Дополнительно к выпускавшимся ранее изготавливались модели с правосторонним расположением органов управления и различными



Рис. 9

типами кузовов — модели 408П, 426П и 433П (выпуск с 1966 по 1969 гг.), а также для учебных целей — «Москвич-426У» (выпуск с 1970 по 1971 гг.).

В 1966 г. за достигнутые успехи коллективу завода вручена высокая прави-



Рис. 10

тельственная награда — орден Трудового Красного Знамени. Орденов и медалей удостоены 114 членов коллектива завода. Золотой звездой Героя Социалистического Труда отмечен труд слесаря кузовного цеха Н. Г. Усачева. В конце 1968 г., когда страна отмечала пятидесятилетие комсомола, в знак заслуг комсомольцев нескольких поколений, строивших автозавод и осваивавших массовое производство малолитражных легковых автомобилей, автозаводу было присвоено имя Ленинского комсомола.

Коллектив автозавода не остановился на достигнутом. По праву гордостью автозавода стал автомобиль «Москвич-412» (рис. 8). На нем установлен двигатель мощностью 55 кВт, рабочим объемом до 1500 см<sup>3</sup> (вместо 1360 см<sup>3</sup> на «Москвиче-408»), с новой полусферической камерой сгорания (вместо клиновой), повышенной степени сжатия — 8,8 (вместо 7), впускным трубопроводом и приемной трубой глушителя с отдельными каналами и т. д. Это позволило обеспечить автомобилю очень высокие динамические качества (время разгона до 100 км на 11 с меньше, чем у автомобиля «Москвич-408»). Резко повысилась и надежность автомобиля за счет применения верхнего расположения распределительного вала и привода его двойной втулочной цепью, более жесткого пятипорного коленчатого вала (вместо трехпорного у модели 408), более жесткого (за счет понижения линии разъема блока и картера) блока цилиндров, полнопоточного фильтра тонкой очистки масла, генератора переменного тока с встроенным выпрямителем.

Повышение динамических качеств потребовало улучшения и тормозных свойств автомобиля «Москвич-412» — на нем установлен гидровакуумный усилитель привода тормозов.

Высокие эксплуатационные качества этой модели были подтверждены на международных ралли Лондон—Сидней, где все четыре автомобиля «Москвич-412» успешно дошли до финиша, опередив многие зарубежные автомобили этого класса.

Важной вехой в истории автозавода имени Ленинского комсомола стал 1974 г., когда с конвейера автозавода сошел двухмиллионный автомобиль «Москвич».

В X пятилетке — пятилетке качества — перед коллективом АЗЛК стояла задача создать автомобиль, который качественно отличался бы от предшествующих моделей, отвечал повышенным запросам потребителей, требованиям активной и пассивной безопасности, был бы более комфортабельным, долговечным и практичным. (Особенно это важно в связи с растущей популярностью автомобилей «Москвич» за рубежом. Достаточно сказать, что автомобили АЗЛК экспортируются в 70 стран мира.) И такие конструкции автомобилей разработаны спе-



Рис. 11

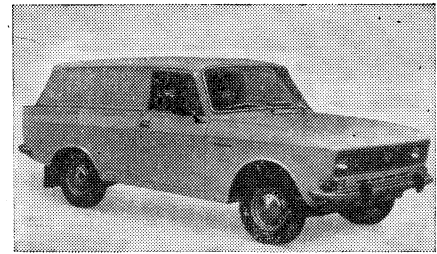


Рис. 12

циалистами автозавода и НАМИ. Это «Москвич-1500» («Москвич-2140») и «Москвич-1360» («Москвич-2138») и их модификации. «Москвич-1500» (рис. 9) имеет кузов типа седан, а его модификация имеет индекс «2140», «Москвич-2137» (рис. 10) — кузов типа универсал, у «Москвича-1360» также две модификации «2138» и «2136». К модификациям нового семейства автомобилей относятся также «Москвич-2140-117 люкс» (рис. 11) — с кузовом типа седан и «Москвич-2734» — с кузовом типа фургон (рис. 12).

Большое внимание уделено конструкторами завода мероприятиям по повышению безопасности автомобилей новых моделей.

Так, например, на них впервые применена система двухрежимной сигнализации: стоп-сигналы и указатели поворота в дневное время горят более ярко, чем в ночное (во избежание ослепления едущих сзади водителей). Причем переход на «ночной» режим происходит автоматически, при включении наружного освещения; предусмотрена аварийная сигнализация (на случай вынужденной остановки); применены низкопрофильные шины модели М-145 и М-154, существенно улучшающие управляемость автомобилей, высокоэффективная тормозная система, дисковые тормоза на передних колесах, новая система очистки стекол фар, трехслойное безопасное ветровое стекло, подголовники сидений, облицованная энергопоглощающим материалом панель приборов, новое (уменьшенного диаметра) рулевое колесо, энергопоглощающая телескопическая рулевая колонка и т. д. Комфортабельность салона автомобиля и его оборудование почти соответствуют автомобилям более высокого класса.

Убедительным свидетельством о соответствии узлов и систем этих автомобилей международным правилам, утвержденным ЕЭК ООН, является полученное АЗЛК право ставить знак «Е» (обычно на правой части таблички под капотом двигателя).

Ныне московский автозавод имени Ленинского комсомола — одно из ведущих предприятий отрасли. И не случайно в XI пятилетке именно на нем решено создать образцово-показательное производство по выпуску легковых автомобилей — с использованием гибкой технологии. Реализация этой задачи позволит превратить автозавод в базовое машиностроительное предприятие по внедрению в народное хозяйство передового опыта, использованию гибкой технологии.

На встрече с коллективом АЗЛК 13 ноября 1983 г. Председатель Совета Министров СССР Н. А. Тихонов пожелал труженикам автозавода успехов в труде и выразил уверенность, что стоящие перед коллективом автозавода задачи будут успешно выполнены.

# НОВЫЕ КАРЬЕРНЫЕ АВТОМОБИЛИ-САМОСВАЛЫ БелАЗ-7519 И БелАЗ-75191. КАБИНА, КУЗОВ И ОПРОКИДЫВАЮЩИЙ МЕХАНИЗМ<sup>1</sup>

**КАБИНА** новых автомобилей — двухместная, двухдверная, с термошумоизоляцией, оборудована двумя противосолнечными козырьками, двухщеточным стеклоочистителем с электрическим приводом, вентилятором обдува водителя (по специальному заказу может оборудоваться и кондиционером), отопителем, омывателем ветрового стекла, ящиком для мелких вещей и вешалками для одежды. Оба сиденья регулируются в вертикальном и продольном направлениях. Зеркала заднего вида установлены на поручнях левого и правого крыльев.

Кузов — ковшового типа. Его опрокидывающий механизм гидравлический, содержит два трехступенчатых гидроцилиндра, три насоса НЩ100-3 производительностью 139,3 л/мин при частоте вращения 1500 мин<sup>-1</sup> и номинальном давлении на выходе 16 МПа, гидрораспределители, клапаны управления, гидробак с фильтрами и систему трубопроводов. Механизм обеспечивает разгрузку кузова назад, принудительное опускание и остановку в любом промежуточном положении. Его включение — электрическое, из кабины водителя. Выполнен он на базе единой принципиальной схемы (рис. 1), разработанной для автомобилей-самосвалов грузоподъемностью от 75 до 180 т.

При нейтральном положении электромагниты гидрораспределителя 8 обесточены. Золотники 9 и 10 управления подъемом и опусканием кузова под действием пружин удерживаются в крайнем правом положении и сообщают торцевые полости золотников 6 и 7 гидрораспределителя 5, торцевую полость золотника гидрораспределителя 4 и торцевую полость клапана 17 со сливной гидролинии. Золотники 6 и 7 и золотник распределителя 4 под действием пружин находятся в крайнем левом положении, и рабочая жидкость, нагнетаемая насосами 1, 2 и 3, направляется в гидросистему рулевого управления. Напорные гидролинии между гидрораспределителями 4 и 5 и обратными клапанами 11 сообщены с дренажной гидролинией, что исключает самопроизвольный подъем кузова.

При установке переключателя в положение «Подъем» золотник 10 распределителя 8 якорем электромагнита перемещается в крайнее левое положение и направляет рабочую жидкость от насоса 1 в торцевую полость золотника 7, перемещающая его в крайнее правое положение. При этом рабочая жидкость от насосов 1 и 2 через обратные клапаны 11 поступает в поршневые полости гидроцилиндров 12, торцевую полость золотника гидрораспределителя 4 и к клапану 13 управления. Под ее давлением золотник распределителя 4 перемещается и подключает к магистрали подъема также насос 3. Штоки поршней начинают выдвигаться, рабочая жидкость из штоковых полостей сливается через клапан 18. Для предохранения гидросистемы от перегрузки в процессе подъема кузова,

предупреждения его запрокидывания в конце подъема, а также опускания служит клапан 13 управления. Он состоит из предохранительного клапана непрямого действия (переливной 14 и предохранительный 16 клапаны, клапан торможения 18 и клапан 17 опускания). Работает он следующим образом.

Переливной клапан 14 управляется через дроссель 15 двумя вспомогательными клапанами 16 и 17. При перегрузке системы в момент подъема кузова в поршневых полостях гидроцилиндров и в полостях клапана управления создается давление, равное величине регулировки предохранительного клапана 16. Клапан 16 открывается и сообщает полость за дросселем 15 переливной клапана со сливной гидролинией. Перепад давления, возникающий в результате расхода рабочей жидкости через дроссель 15, нарушает равновесие переливной клапана 14, который открывается и сообщает поршневые полости гидроцилиндров со сливной гидролинией.

В конце подъема кузова центр тяжести груза перемещается назад от оси опрокидывания, создавая опрокидывающий момент. Давление рабочей жидкости в поршневых полостях гидроцилиндров снижается, клапан 18 под действием пружины закрывается и отключает штоковые полости гидроцилиндров от сливной гидролинии. Давление, возникающее в этих полостях, препятствует движению штоков, и кузов затормаживается.

При снижении давления в поршневых полостях гидроцилиндров золотник гидрораспределителя 4 под действием пружины перемещается в крайнее левое положение и направляет рабочую жидкость, подаваемую насосом 3, в гидросистему рулевого управления и масляный бак. При повышении давления в поршневых полостях гидроцилиндров клапан 18 снова открывается и не препятствует дальнейшему подъему кузова.

При установке переключателя в положение «Опускание» золотник 9 гидрораспределителя 8 якорем электромагнита перемещается и направляет рабочую жидкость от насоса 1 в торцевые полости золотника 6 и клапана 17. Золотник 6 перемещается в крайнее правое положение, рабочая жидкость от насоса 2 поступает в штоковые полости гидроцилиндров и через дроссель в золотнике 6 — в гидросистему рулевого управления. Соппротивление дросселя обеспечивает давление в штоковых полостях гидроцилиндров до 2,5—3 МПа, достаточное для принудительного опускания кузова. Под действием уп-

<sup>1</sup> Продолжение. Начало см. «Автомобильная промышленность», 1984, № 5, 6, 7.

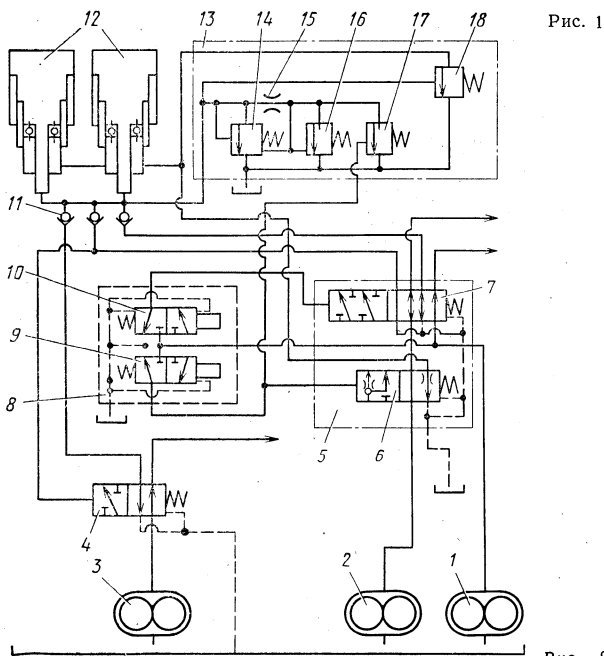


Рис. 1

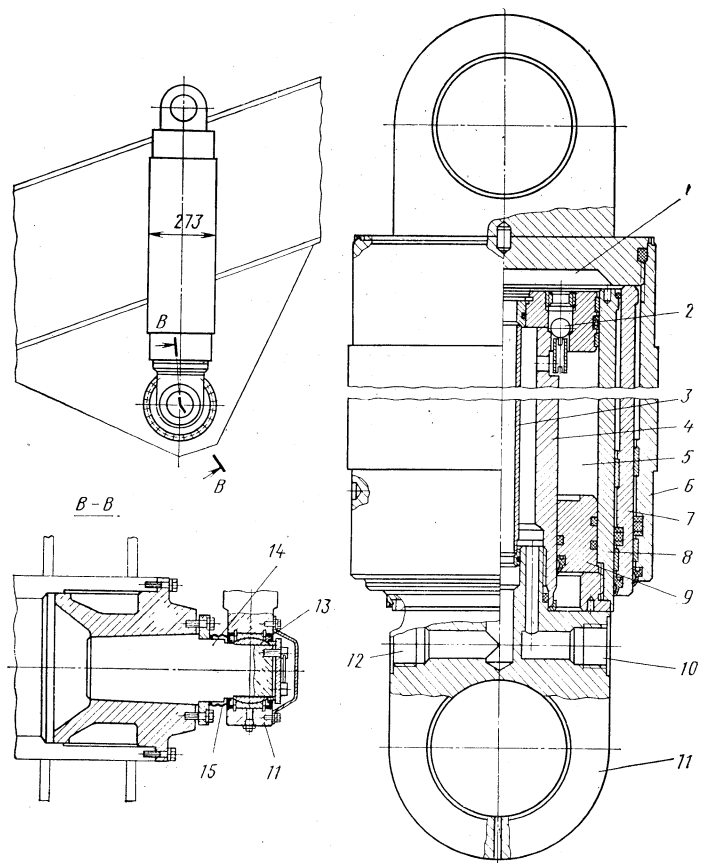


Рис. 2

равляющего давления клапан 17 открывается и сообщает полость за дросселем 15 переливного клапана 14 со сливной гидролинией. Перепад давления, создаваемый дросселем 15, нарушает равновесие переливного клапана, и последний открывается, сообщая поршневые полости гидроцилиндров со сливной гидролинией. Рабочая жидкость из поршневых полостей вытесняется в масляный бак, и гидроцилиндры, складываясь, опускают кузов.

Для установки платформы в любом промежуточном положении переключатель устанавливается в положение «Нейтраль». В этом случае обратные клапаны 11 и клапан управления 13 препятствуют вытеканию рабочей жидкости из поршневых полостей гидроцилиндров, в результате чего кузов удерживается в любом промежуточном положении.

Объединенный гидропривод опрокидывающего механизма, рулевого управления и тормозов автомобиля-самосвала БелАЗ-7519 имеет ряд новых конструктивных решений, обеспечивающих необходимый уровень его надежности и долговечности.

Так, для повышения степени фильтрации рабочей жидкости применены фильтрующие элементы «Реготмас-635-1-06» с тонкостью отсева 25 мкм (вместо ранее применявшихся сетчатых фильтроэлементов с тонкостью отсева 63—80 мкм). Внедрены высокопрочные рукава высокого давления (с металлическими навивками), а также соединения трубопроводов по типу «конус—сфера» (вместо соединений с врезающимися кольцом).

При разгрузке карьерных автомобилей-самосвалов из-за смещения назад от оси опрокидывания центра тяжести груза может наблюдаться опрокидывание кузова. В этом случае ведущим звеном механизма разгрузки становится не гидроцилиндр, а сам кузов, в результате чего может происходить обрыв креплений гидроцилиндров. Исследования, проведенные на Белорусском автозаводе, показали, что запрокидывание кузова (точнее, величина запрокидывающего момента) связано с положением оси опрокидывания относительно центра тяжести кузова с грузом, относительной длиной хода ступеней двухстороннего действия в гидроцилиндрах опрокидывающего механизма, схемой включения гидравлической системы торможения, а также с физическими свойствами груза (его плотностью, сыпучестью, влажностью, кусковатостью, степенью разрыхленности и т. п.). В связи с этим на новых БелАЗах применены трехступенчатые гидроцилиндры (рис. 2) с одной ступенью двухстороннего действия, составляющей 33,5% общего хода гидроцилиндра. Работают они так.

В момент подъема кузова рабочая жидкость через канал 12 и трубу 3 подается в поршневую полость гидроцилиндра. При этом наружная труба 6 вместе с соединенной с ней крышкой и проушиной выдвигается. Ход первой ступени завершается, когда внутренний бурт трубы 6 упреется в наружный выступ трубы 7. Затем вступает в работу вторая ступень гидроцилиндра, ход которой завершается при упоре внутреннего бурта трубы 7 в наружный выступ трубы 8. Третья ступень гидроцилиндра — двухстороннего действия. Ее ход начинается при выдвигении трубы 8 и заканчивается при упоре втулки 9, жестко соединенной с трубой 8, в поршень штока 4, в котором есть два перепускных клапана.

При полностью поднятом кузове внутренний торец втулки 9 гидроцилиндра через толкатель, расположенный в отверстии

поршня, воздействует на шарик 2 перепускного клапана, поршневая полость 1 сообщается со штоковой полостью 5, при этом рабочая жидкость, подаваемая насосами в поршневые полости гидроцилиндров, через открытые перепускные клапаны, штоковую полость 5, канал 10 поступает в сливную гидролинию.

Так осуществляется разгрузка гидросистемы при полностью растянутых гидроцилиндрах.

Выдвинные звенья гидроцилиндров имеют съемные бронзовые направляющие, уплотнены резиновыми кольцами круглого сечения с защитными фторопластовыми шайбами и защищены резиновыми грязесъемниками.

Гидроцилиндры установлены на сферических подшипниках ШСЛ 90К1 с подводом рабочей жидкости в поршневую и штоковую полости через рукава высокого давления. Подшипники устанавливаются на пальцах 14, которые имеют конусное консольное крепление. С обеих сторон каждого подшипника установлены сальники 13. Для надежной защиты шарнирного узла от загрязнений с внутренней стороны установлена резиновая втулка 15, а с наружной стороны нижняя головка 11 закрыта штампованной крышкой.

Основные параметры гидроцилиндра опрокидывающего механизма приведены в таблице.

Ступень	Диаметр, мм	Площадь, см <sup>2</sup>	Ход, мм	Рабочий объем, см <sup>3</sup>
1	235	433,5	788	34 200
2	200	314	794	25 000
3	170	226,9	798	18 000

Полный ход гидроцилиндра — 2380 мм.

Указанные параметры гидроцилиндров в совокупности с оптимальным положением оси опрокидывания и рациональной гидравлической схемой включения в работу ступени двухстороннего действия обеспечивают эффективное торможение кузова в конце его опрокидывания и исключают возможность обрыва крепления опор гидроцилиндров из-за «запрокидывания».

Благодаря оптимальным параметрам системы разгрузки и величине давления рабочей жидкости (16 МПа) гидропривод опрокидывающего механизма новых БелАЗов работает надежно, хотя имеет относительно небольшие собственные массу и рабочий объем: масса одного гидроцилиндра опрокидывающего механизма БелАЗ-7519 — 340 кг, рабочий объем — 77 000 см<sup>3</sup>.

Эксплуатационные испытания автомобилей-самосвалов БелАЗ-7519 и БелАЗ-75191 проводились в Ждановском руднике ГМК «Печенганикель» в одном потоке с 75-тонными автомобилями-самосвалами БелАЗ-549Б. Результаты показали, что техническая производительность 110-тонного автомобиля-самосвала, по сравнению с БелАЗ-549Б, в 1,5—1,6 раза выше.

Канд. техн. наук Л. И. ДОБРЫХ,  
М. Ф. ШУМСКИЙ, Н. К. КРЫЖАНОВСКИЙ

## НОВЫЕ НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

УДК 006:629.113(083.74)

### ГОСТ НА ШИНЫ, РЕЗИНОВЫЕ РУКАВА, КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И ДР.

**ГОСТ 12715—83** «Шины пневматические диагональные для большегрузных автомобилей, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин. Основные параметры и размеры». Разработан взамен ГОСТ 12715—77, утвержден постановлением Госстандарта от 23 февраля 1983 г.; срок его действия — с 1 января 1984 г. до 1 января 1989 г. Цель пересмотра — введение в народное хозяйство СССР международного стандарта СТ СЭВ 3348—81.

Отличие нового стандарта от действующего:

введены четыре новых вида шин с обычным профилем и два — широко-

профильных, исключены три вида шин обычного и один — широкого профиля; расширен выбор норм стойкости для каждой шины;

установлены максимальные размеры шин при эксплуатации;

увеличена ширина профиля шин в связи с увеличением на них нагрузки;

введена максимальная допускаемая нагрузка на шину при скорости 16 км/ч; снижено внутреннее давление в шинах при увеличенной нагрузке;

исключены шины радиальной конструкции и нормы по показателю «статический радиус».

Внедрение стандарта позволит упорядочить ассортимент перспективных диагональных шин для автомобилей боль-

шой грузоподъемности, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин.

**ГОСТ 25736—83** «Рукава резиновые для пневматических тормозов автомобилей. Основные параметры и размеры, технические требования, методы испытаний, маркировка, упаковка, транспортирование и хранение, правила эксплуатации». Разработан впервые, утвержден постановлением Госстандарта от 15 апреля 1983 г.; срок его действия — с 1 января 1984 г. до 1 января 1989 г. Цель разработки — введение в народное хозяйство СССР СТ СЭВ 2711—80.

Стандарт распространяется на резино-

вые рукава, предназначенные для транспортирования воздуха под давлением для тормозных пневматических напорных систем дорожных транспортных средств (кроме рельсовых). Он устанавливает требования к конструкции, типы (I и II), размеры рукавов (внутренний диаметр, наружный диаметр, наименьший допустимый радиус изгиба, рабочее давление и т. д.).

Внедрение стандарта будет способствовать повышению качества резиновых рукавов.

ГОСТ 25770—83 «Масла моторные для быстроходных дизелей транспортных машин. Технические условия». Разработан впервые, утвержден постановлением Госстандарта от 27 апреля 1983 г.; срок его действия — с 1 июля 1984 г. до 1 июля 1989 г. Цель разработки — унификация технических требований к моторным маслам.

Стандарт распространяется на моторные масла селективной очистки с присадками, применяемые для смазывания быстроходных дизелей транспортных машин. Он устанавливает: две марки моторных масел и требования к их изготовлению, физико-химические показатели (кинематическая вязкость, индекс вязкости, сульфатная зольность, массовая доля механических примесей и т. д.) и их нормы, требования безопасности, правила приемки, методы испытаний, требования к упаковке (маркировка, транспортирование, хранение масел) и гарантии изготовителя (гарантийный срок хранения масел — 5 лет).

Внедрение стандарта позволит повысить надежность дизелей, применяемых на транспортных машинах.

ГОСТ 25738—83 «Техническая диагностика. Символы на средствах диагностирования бензиновых двигателей и электрооборудования автомобилей». Разработан впервые, утвержден постановлением Госстандарта от 15 апреля 1983 г.; срок его введения в действие — с 1 января 1985 г. Цель разработки — установление единства графических символов, применяемых на панелях и шкалах приборов для диагностирования карбюраторных двигателей. Он устанавливает символы, наносимые на панели и шкалы вновь разрабатываемых или модернизируемых средств диагностирования бензиновых двигателей и электрооборудования автомобилей (кроме средств диагностирования, предназначенных для экспорта). Содержит 63 наименования символов («напряжение», «падение напряжения», «напряжение постоянное», «ток», «стартер», «калибровка» и др.), их графические изображения, размеры, способы расположения.

Внедрение стандарта облегчит работу операторов.

ГОСТ 13946—83 «Пробки и наливные горловины топливных баков автомобилей. Типы и основные присоединительные размеры». Разработан взамен

ГОСТ 13946—68, утвержден постановлением Госстандарта от 10 мая 1983 г.; срок его введения в действие — с 1 января 1984 г. Цель пересмотра — введение в народное хозяйство СССР СТ СЭВ 3046—81. Он распространяется на пробки и наливные горловины топливных баков для вновь проектируемых автомобилей и устанавливает их типы.

Отличия нового стандарта от действующего:

введены три типа пробок (I, II, III) вместо четырех (А, Б, В, Г);

установлена конструкция пробок и наливных горловин топливных баков автомобилей (кроме полноприводных легковых и грузопассажирских), предусматривающая возможность опломбирования баков.

Внедрение стандарта будет способствовать унификации габаритных и присоединительных размеров пробок и наливных горловин топливных баков автомобилей.

ГОСТ 25651—83 «Приборы автомобилей контрольно-измерительные. Общие технические требования. Методы испытаний». Разработан впервые, утвержден постановлением Госстандарта от 23 февраля 1983 г.; срок его действия — с 1 июля 1983 г. до 1 июля 1988 г. Цель разработки — введение в народное хозяйство СССР СТ СЭВ 2562—80. Распространяется на механические электрические и электронные приборы и их датчики, предназначенные для установки на автотранспортных средствах общего назначения с номинальным напряжением бортовой сети 12 и 24 В. Не распространяется на тахографы. Он устанавливает требования к метрологическим характеристикам, конструкции, перегрузкам, воздействию окружающей среды, электрическим параметрам, маркировке приборов, а также методы их испытаний.

Внедрение стандарта позволит повысить технический уровень приборов и точность результатов их испытаний.

**Пресс-центр Госстандарта  
(по материалам ВНИИКИ)**

## ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 621.9.06-229.6:621.86.067-868

### НОВЫЕ ВИБРОБУНКЕРЫ

**МИНСКИМ** конструкторско-технологическим экспериментальным институтом автомобильной промышленности разработаны вибробункеры типа УСБ-3, которые серийно выпускаются Паневежским заводом автокомпрессоров.

Вибробункер представляет собой одноили двухмассовую колебательную систему, размещенную на трехопорной направленной плоско-рессорной подвеске с одним центральным вертикальным электромагнитным приводом. Система обеспечивает колебания (частотой 50 Гц) рабочего органа (чаши) вибробункера по винтовой траектории, за счет чего осуществляется вибротранспортирование

деталей, загруженных в цилиндрическую чашу, по ее спирали снизу вверх. Детали перемещаются под действием сил инерции и трения.

Унифицированные вибробункеры УСБ-3 имеют устройства, позволяющие бесступенчато настраивать их на резонансный режим работы и регулировать скорость подачи деталей (амплитуду колебаний чаши), а также воздушный зазор в электромагните по всей плоскости; стабилизировать ток катушки электромагнита, а следовательно, и скорость подачи деталей при изменении массы загрузки и напряжения питания.

Работа в резонансном режиме — наиболее оптимальная и экономичная.

Вибробункеры снабжены шумозащитными ограждениями и виброизолированы.

Изменение направления вибротранспортирования осуществляется перестановкой элементов колебательной системы и заменной чаши.

Кроме перечисленных выше в МКТЭИ разработаны вибробункеры с каскадными чашами диаметром 250, 400, 650 мм. Полка этих чаш выполнена по спирали Архимеда (в отличие от цилиндрических, где полка выполнена по цилиндрической спирали), что исключает возможность заклинивания деталей между полками во время вибротранспортирования.

Основным элементом, влияющим на долговечность работы вибробункера, являются плоские пружины, их конфигурация и размеры должны обеспечивать длительную работу вибробункера, т. е. напряжения, возникающие в них, должны быть такими, чтобы запас прочности обеспечивал достаточную долговечность работы вибробункера. Дело в том, что пружины вибробункеров за 3,5 рабочих дня подвергаются  $10^7$  циклам знакопеременных нагрузок. Экспериментально установлено, что для длительной надежной работы (примерно 5000 ч) вибробункера в производственных условиях в формулы для расчета размера пружин

Техническая характеристика вибробункеров с цилиндрическими чашами	УСБ-3-01.01		УСБ-3-01.02		УСБ-3-01.03	
	200	250	320	400	500	630
Диаметр чаши, мм	200	250	320	400	500	630
Момент инерции чаши, кг·см <sup>2</sup> , не более	200	500	1250	3150	8000	25 000
Наибольший размер загруженной детали, мм	15	20	30	40	50	63
Наибольшая скорость вибротранспортирования, м/мин	5,1	6	6,6	7,2	7,8	8,4
Наибольшая масса загрузки, кг	3,2	6,3	8,0	16,0	25,0	40,0
Напряжение питания, В			220 <sup>+10%</sup> —20%		частотой 50 Гц	
Потребляемая мощность электрической цепи, В·А	100		300		500	
Габаритные размеры, мм:						
диаметр	320	—	390	490	570	710
высота	382	—	477	518	661	710
масса, кг	34,8	35,8	82	90	210	230

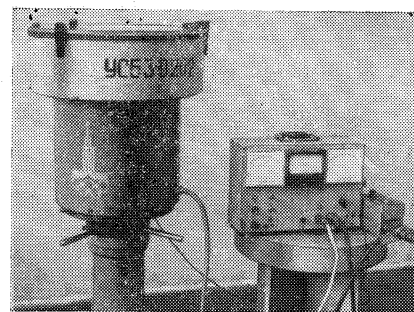
	УСБ-3-02.01	УСБ-3-02.02	УСБ-3-02.03
Диаметр чаши, мм	250	400	630
Момент инерции чаши, кг·см <sup>2</sup> , не более	200	1250	8000
Наибольший размер загружаемой детали, мм	20	32	50
Наибольшая скорость вибротранспортирования, м/мин	6	7.2	8.4
Наибольшая масса загрузки, кг	2.0	6.3	16.0
Напряжение питания, В		220	+10% -20% частотой 50 Гц
Потребляемая мощность электрической цепи, В·А	100	300	500
Габаритные размеры, мм:			
диаметр	320	490	710
высота	370	483	677
Масса, кг	35	88	225

нужно вводить поправочный коэффициент. В частности, для стали 60С2А допустимое напряжение принимать равным 90—100 МПа вместо 300 МПа, как это рекомендовано в справочниках.

Вибробункеры УСБ-3 подключаются к сети переменного тока напряжением 220 В (50 Гц) через пульт, в котором собрана схема управления. Помимо регулирования скорости вибротранспортирования (тока в катушке электромагнитного привода), эта схема выполняет также и функцию стабилизатора тока катушки, что особенно важно при работе оборудования в цехе, где из-за колебаний напряжения сети вибробункеры работают нестабильно.

Для надежной работы вибробункеров, помимо качественного их изготовления и сборки (совмещение геометрической оси вибробункера с осью колебаний, на-

дежная затяжка всех резьбовых соединений и т. д.), необходима их наладка: настройка пульта управления, настройка вибробункера на резонансный режим работы и установка оптимального воздушного зазора в электромагнитном приводе. Наиболее сложные этапы наладки — настройка вибробункера на резонансный режим работы, т. е. определение собственной частоты его колебаний и регулирование ее на 50—53 Гц, и настройка пульта на номинальный ток и проверка стабилизации тока при различных режимах работы. Поэтому для этих целей разработано специальное малогабаритное устройство (см. рисунок), которое позволяет быстро настраивать вибробункеры УСБ-3 на оптимальный режим работы. С его помощью можно определять собственную частоту колебаний вибробункера, амплитуду колебаний чаши, ток и напряжение в катушке



электромагнита (потребляемую мощность) и стабилизацию тока электромагнитного привода. Оно полностью заменяет громоздкий комплект приборов, ранее применявшийся для настройки вибробункеров (генератор низких частот, усилитель, осциллограф).

Электросхема устройства состоит из блока питания, генератора-частотомера, усилителя датчика амплитуды колебаний, усилителя мощности, вольтметра-амперметра, кабеля для подключения к пульту настраиваемого вибробункера.

Годовой экономический эффект от внедрения одного вибробункера типа УСБ составляет около 1,0—1,5 тыс. руб.

Л. А. КЛАДИЕНКО

МКТЭИавтопром

УДК 629.113.012.85.001.4:620.1.05

## СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

**МАТЕМАТИЧЕСКУЮ** модель работы системы поддрессирования автомобиля в общем виде можно представить системой дифференциальных уравнений, в которые входят коэффициенты приведенных масс, вязкостного трения и упругого сопротивления. Для определения этих коэффициентов, т. е. оценки адекватности математической модели и испытуемого натурального образца автомобиля, необходимо специальное стендовое оборудование. Такое оборудование (рис. 1), позволяющее определять угловую и линейную жесткости, амплитудно-фазовые частотные характеристики систем поддрессирования, координаты центра масс и моменты инерции поддрессированных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести, создано в ЦНИАП НАМИ. Оно обеспечивает следующие пределы измерения параметров: вертикальные жесткости одного упругого элемента — по усилию 0—130 кН, балансирующей тележки — 0—520 кН, вертикальные деформации —  $\pm 0,4$  м; продольная и вертикальная жесткости — по усилию 0—50 кН, по величине деформаций — без ограничений; угловая жесткость — по моменту 0—130 кН·м и углу 0—0,3 рад.

Свободные колебания поддрессированных и неподдрессированных масс возбуждаются прожатием подвески усилием до 100 кН при неограничиваемых линейных перемещениях. Возбуждающие усилия сбрасываются за время не более 0,05 с.

Момент инерции автомобиля относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести, определяется с использованием схемы нагружения, показанной на рис. 2, по формуле  $cI^2v^2 - Ma^2$ . (Здесь  $c$  — суммарная линейная жесткость технологических пружин,  $l$  — расстояние от оси качения поддрессированных

масс до мест установки технологических пружин,  $v$  — частота свободных колебаний,  $M$  — масса поддрессированных частей автомобиля,  $a$  — расстояние от оси качения до центра тяжести поддрессированных масс.)

Для расчета амплитудно-фазовых частотных характеристик систем поддрессирования параметры процессов свободных колебаний вводятся в универсальную терминальную станцию и записываются в память микроЭВМ «Электроника-60», где они обрабатываются по специальной программе и выдаются в виде цифровых значений для стандартизированных по ISO среднегеометрических частот треть-октав в диапазоне частот 0,8—90 Гц.

Механическая часть стенда позволяет закреплять поддрессированные массы к силовому полу при помощи комплекта поперечных балок, устанавливаемых на платформах грузовых автомобилей, рамах автомобилей-самосвалов и опорных плитах седельных тягачей. Кузова автобусов крепят теми же балками, пропускаемыми через оконные проемы, и вертикальными стойками, которые упираются в площадку, и предназначены для равномерного распределения нагрузки по полу салона.

При определении свободных колебаний, продольной и поперечной жесткостей подвески нагружаются при помощи силовых платформ и системы тросов и блоков, крепящихся к силовому полу на специальных кронштейнах. Мгновенное сбрасывание нагрузки при определении свободных колебаний осуществляется через замок типа Дер-5-56С.

Силовые платформы подъемников имеют возможность перемещаться в поперечном направлении в пределах  $\pm 0,1$  м. Они оборудованы роликовыми

опорами на траверсах, которые установлены на тензометрах. Это исключает изгиб силовых винтов подъемников при определении угловой жесткости подвески и уменьшает действие поперечных сил на тензометры.

Силовой привод стенда включает четыре автономных электромеханических подъемника (по одному на каждую платформу). Управление ими может осуществляться со стационарного пульта, установленного в операторской, или выносного. Линейная скорость перемещения силовых платформ — 0,3 м/с. Управление перемещениями последних — независимое, асинхронное или синхронное.

Измерительная и регистрирующая аппаратура (рис. 3) стенда состоит из 16 тензорезисторных датчиков (ДСТ-1778, номинальная нагрузка 50 кН) силовых платформ (по четыре на каждой платформе); датчиков, устанавливаемых на автомобиль; блоков измерительных приборов передней панели пульта; регистрирующих приборов оператора.

Тензорезисторные датчики коммутируются в блоке усилителей переключением питающих напряжений. При этом на вход измерительного усилителя поступает сигнал, пропорциональный сумме или разности усилий на платформах. Требуемая комбинация суммарных или разностных сил устанавливается переключателем, а ее величина отображается на цифровом табло измерителя усилий.

Датчики перемещения платформ установлены на редукторах приводов подъемных механизмов и коммутируются в блоке перемещения платформ на измерительный прибор цифровой индикации величины перемещения.

На испытываемый автомобиль устанавливаются датчики деформации подвески,

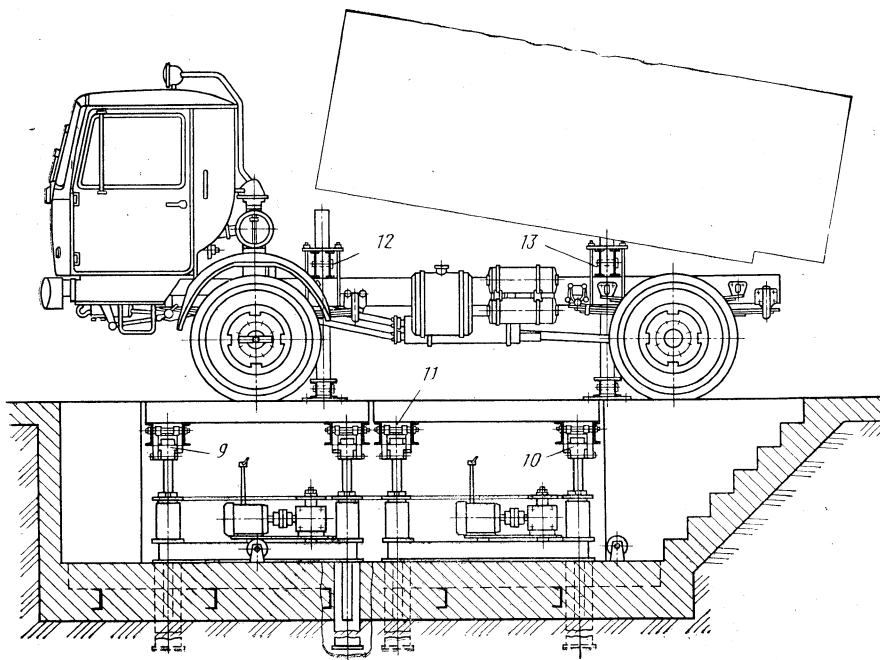


Рис. 1. Общий вид стенда:  
1 — блок; 2, 7 — вертикальные стойки; 3, 4 — силовые платформы; 5 — датчик прогиба шины; 6 — силовой пол; 8 — датчик линейной деформации по вески; 9 — направляющая траверса; 10 — тензометр для измерения вертикальной нагрузки; 11 — ролик; 12 и 13 — поперечные балки

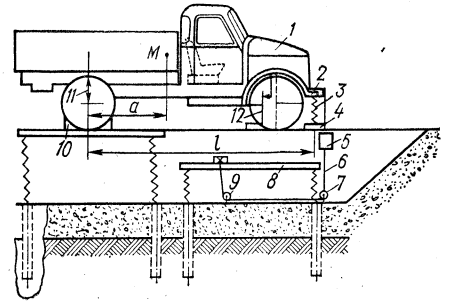
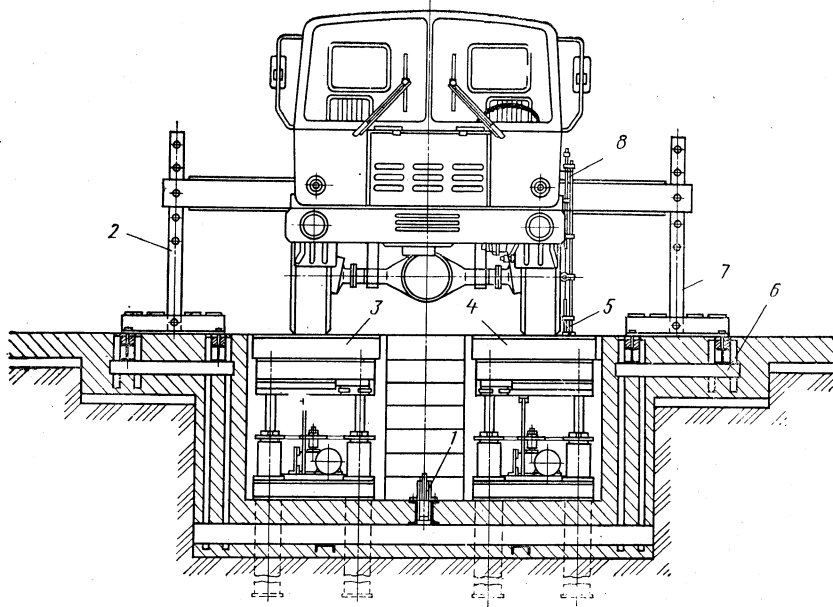


Рис. 2. Схема установки автомобиля на стенде при определении момента инерции подпружиненных масс и свободных колебаний автомобиля:

1 — автомобиль; 2 и 4 — траверсы; 3 — пружины; 5 — муфта мгновенного сбрасывания; 6 — трос; 7 и 9 — направляющие ролики; 8 — силовая платформа; 10 — фиксаторы колес; 11 — устройство блокировки подвески; 12 — датчик линейных перемещений

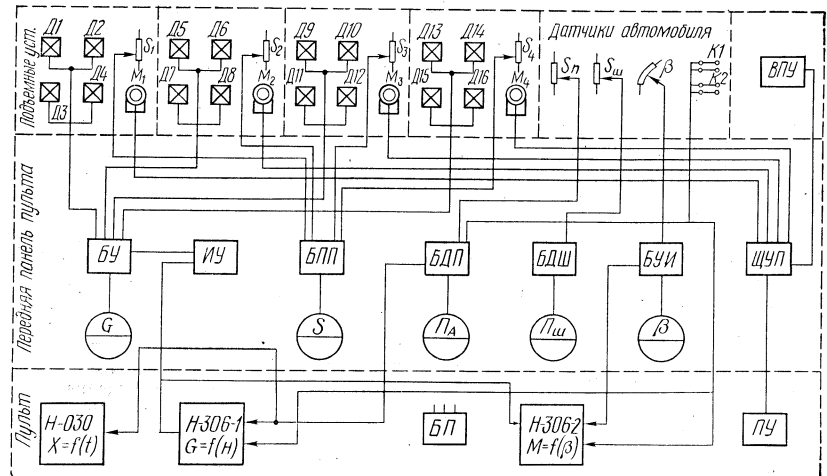


правкой на расстояние между колесами (колею) и деформацию шин.

Созданное на автополигоне НАМИ и описанное выше стендовое оборудование позволяет измерять параметры и вычислять характеристики, связанные с оценкой работы системы поддресоривания автомобилей и автобусов, прицепов и полуприцепов.

Рис. 3. Функциональная схема измерительной и регистрирующей аппаратуры стенда:

$S_1 - S_4$  — датчики перемещения платформ;  $M_1 - M_4$  — электродвигатели подъемников;  $D_1 - D_{16}$  — тензорезисторные датчики;  $S_{\Pi}$  — датчики перемещения подвески;  $S_{\text{ш}}$  — датчики деформации шин;  $K_1, K_2$  — датчики контакта поддресорников;  $БУ$  — блок усилений;  $ИУ$  — измерительный усилитель;  $БПП$  — блок перемещения платформ;  $БДП$  — блок деформации подвески;  $БДШ$  — блок деформации шин;  $БУИ$  — блок угловых измерений;  $ЩУП$  — щиток управления платформами;  $ВПУ$  — выносной пульт управления;  $БП$  — блок питания;  $ПУ$  — панель управления подъемниками;  $G$  — измерительный прибор усилия;  $S$  — измерительный прибор перемещения;  $\Pi_A$  — измерительный прибор подвески;  $\Pi_{\text{ш}}$  — измерительный прибор шины;  $\beta$  — измерительный прибор угла;  $H-306-1$  — графопостроитель зависимостей  $G = f(H)$ ;  $H-306-2$  — графопостроитель зависимостей  $G = f(h)$  и  $M = f(\beta)$ ;  $H-030$  — светолучевой осциллограф для записи свободных колебаний  $X = f(t)$



Канд. техн. наук В. И. КОВИЦКИЙ,  
канд. техн. наук Ю. А. СИНЮШКИН, Т. М. НАУМОВА,  
В. В. ШЕСТАКОВ, В. И. СУРЖИК

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

## УСТРОЙСТВО ДЛЯ УБОРКИ ОКАЛИНЫ ИЗ МАСЛЯНОЙ ВАННЫ

**В** ПРОЦЕССЕ изготовления рессорные листы нагревают до температуры 1120—1170 К, что ведет к образованию на их поверхности окалины, масса которой при нагреве в пламенных печах составляет 2,5—3% массы заготовки.

В гибочно-закалочной машине падающий из шаблона лист ударяется о поверхность выносного пластинчатого транспортера, в результате чего окалина отслаивается и загрязняет закалочную масляную ванну. Для уборки окалины на ряде заводов применяют скребковые транспортеры. Есть и некоторые другие средства ее удаления, но все они имеют один недостаток — загрязнение закалочной среды. Кроме того, скребковый транспортер усложняет гибочно-закалочный агрегат, так как для работы транспортера требуется специальный привод, а из-за размещения этого транспортера внутри закалочной ванны затрудняется его обслуживание.

На Ямпольском авторемонтном заводе (Хмельницкая область), изготовляющем листовые рессоры, окалину убрали после слива масла из ванны, т. е. при постановке ванны на профилактический ремонт. Эта операция очень трудоемка, поэтому в Каменец-Подольском сельскохозяйственном институте разработан для завода специальный барабанный очиститель, устанавливаемый не в ванне, а в конце выносного пластинчатого транспортера в

месте изменения направления движения его полотна (рис. 1).

Основным рабочим органом очистителя является подпружиненная проволочная щетка 2 барабанного типа, установленная на двух опорах, которые крепятся к стенке закалочной ванны 7. Привод щетки осуществляется цепной передачей 5 от ведущего вала выносного пластинчатого транспортера 6. Для сбора окалины рядом с ванной установлен металлический желоб 1. Поскольку направление вращения щетки противоположно направлению вращения приводной звездочки 4, частицы окалины отбрасываются от ванны. Для защиты от ее разбрызгивания предусмотрен кожух 3. Эффективность работы очистителя зависит от частоты вращения барабана-очистителя (рис. 2). Расчеты и экспериментальная

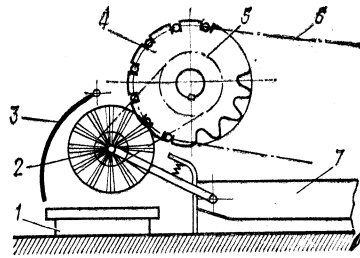


Рис. 1. Устройство для уборки окалины

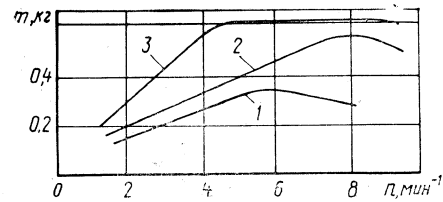


Рис. 2. Влияние частоты вращения барабана очистителя на эффективность очистки: 1 — дисконные капроновые щетки; 2 — барабан с металлокордной лентой; 3 — очиститель из дисконных проволочных щеток

проверка показали, что частота вращения очистителя не должна быть меньше 1,92 мин<sup>-1</sup>, а оптимальная (в случае металлических щеток) — 5 мин<sup>-1</sup>. При этом окалина хорошо удаляется, а ее сбор не вызывает затруднений, так как она не разбрызгивается вокруг закалочной ванны.

Годовой экономический эффект от внедрения устройства на Ямпольском авторемонтном заводе составил ~41 тыс. руб.

**Ю. Р. БРУСИЛОВСКИЙ, Е. Ш. ГОФТ**

Каменец-Подольский сельскохозяйственный институт

## АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 621.436.03.002(498)

### ПРОИЗВОДСТВО ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ В СОЦИАЛИСТИЧЕСКОЙ РЕСПУБЛИКЕ РУМАНИИ

**В** КОНЦЕ 60-х годов Социалистическая Республика Румыния закупила у фирм «Бош» (ФРГ) и «Лукас» (Англия) лицензии на дизельную топливную аппаратуру и организовала ее массовое производство.

По лицензии фирмы «Бош» в СРР выпускаются рядные шести- и восьми-плунжерные топливные насосы с открытым корпусом типоразмера А для дизелей с максимальной частотой вращения коленчатого вала до 2800 мин<sup>-1</sup> и цилиндрической мощностью до 25 кВт. Максимальная цикловая подача этих насосов не больше 100 мм<sup>3</sup>. Основные их параметры приведены в табл. 1.

Топливные насосы типоразмера А выпускаются в двух модификациях: с так называемым «гладким» и с ужесточенным корпусами. Насосы подобного типа выпускаются фирмой «Бош» с конца 70-х годов главным образом для фор-

сированных дизелей, например, модели FL 413 F фирмы «Дойц». Указанные насосы оборудованы топливоподкачивающими насосами поршневого типа (диаметр поршня 22 мм, производительность 0,3 л/мин при частоте вращения кулачкового вала 100 мин<sup>-1</sup> и противодавлении 0,1 МПа), механическими регуляторами частоты вращения кулачкового вала двухрежимного (модель RQ) и все-режимного (модели RQV и RSV) типов.

Для насосов типоразмера А выпускаются два типа навесных муфт опережения начала и два типа муфт опережения впрыска, встроенных в шестерню привода, с максимальным изменением угла опережения впрыска 6—8° по углу поворота кулачкового вала в диапазоне частот его вращения 400—1300 мин<sup>-1</sup>.

Ресурс выпускаемых насосов — 5—6 тыс. ч. Замена распылителей производится через 1000 ч, а чистка их за этот

же период эксплуатации — сначала через 50 ч, затем еще 3 раза через равные промежутки времени.

Для транспортных и специальных дизелей с рабочим объемом цилиндра до 3300 см<sup>3</sup> по той же лицензии изготавливаются рядные топливные насосы типоразмера ZW (табл. 1), которые оборудованы топливоподкачивающими насосами двойного действия (диаметр поршня 22 мм, производительность 1,2 л/мин при частоте вращения кулачкового вала 200 мин<sup>-1</sup> и противодавлении 0,1 МПа), двухрежимным и все-режимным регуляторами частоты вращения кулачкового вала моделей R0V и R0UV.

По лицензии фирмы «Бош» выпускаются также закрытые штанговые форсунки типоразмеров S и T разного конструктивного исполнения для дизелей с непосредственным впрыском и закрытые бесштанговые форсунки со штифтовыми распылителями для вихрекамерных и предкамерных дизелей с рабочим объемом цилиндра до 800 см<sup>3</sup>. К этим форсункам выпускается несколько типов распылителей, параметры которых приведены в табл. 2. Длинные, бесштифтовые, одноразовые распылители с коническим носком и одним распыляющим отверстием диаметром от 0,59 до 0,75 мм — для дизелей фирм МАН и «Савиен», а для тракторных дизелей — модификация такого распылителя с увеличенной в 1,5 раза длиной цилиндрической части диаметром 9 мм. Длинные бесштифтовые многоразовые распылители, аналогичные распылителям топливных насосов дизелей ЯМЗ и КамАЗ, выпускаются с объемом колодца под иглой около 2 мм<sup>3</sup>.

Таблица 1

Типоразмер насоса	Способ крепления	Расстояние между секциями, мм	Число секций	Диаметр плунжера, мм	Ход плунжера, мм	Частота вращения кулачкового вала, мин <sup>-1</sup>
A	Фланцевый	32	2, 4, 6	8—9,5	8	900—1400
	За приливы	32	8, 12	8—9,5	8	900—1175
ZW	За приливы	45*	6, 8, 12	14—16	12	650—1150

\* Между центральными секциями — 52 мм.



Тип распылителя	Обозначение	Диаметр соплового отверстия (штифта), мм	Число отверстий, шт.	Подъем иглы, мм	Длина соплового отверстия (дрессельной части штифта), мм	Масса, кг
Штифтовый	RO—DN . . . . S	1; 1,5; 2	1	0,3—1,15	—	0,035
Дросселирующий штифтовый	RO—DN . . . . SD	1,0	1	0,7—0,8	0,55	0,035
Бесштифтовый короткий	RO—DL . . . . S	0,25—0,33	7; 8	0,45	1—1,5	0,035
Бесштифтовый длинный многоструйный	RO—DLA . . . . S	0,25—0,45	3—6	0,25—0,4	0,7—1,7	0,057
Бесштифтовый длинный одноструйный	RO—DLA . . . . S	0,59—0,75	1	0,25—0,4	2—2,5	0,057
Бесштифтовый короткий многоструйный	RO—DL . . . . T	0,3—0,45	6—9	0,5—0,53	1,4—2,2	0,08

Топливная аппаратура, выпускаемая в Румынии по лицензии фирмы «Бош», имеет обозначение RO.

По лицензии фирмы «Лукас» в Румынии организовано производство распределительных топливных насосов роторного типа модели DPA для высокооборотных дизелей с числом цилиндров 2, 3, 4 и 6, рабочим объемом одного цилиндра до 1000 см<sup>3</sup>/цил и максимальной частотой вращения коленчатого вала до 4000 мин<sup>-1</sup>. Диаметр плунжеров в насосе DPA—7,5 и 9,5 мм, ход плунжера 1,4 мм; имеются различные профили кулачковой шайбы, обеспечивающие получение гаммы характеристик впрыскивания топлива.

Насос DPA состоит из следующих элементов: гидравлической головки—статора, размещенного в ней ротора, кулачковой шайбы с внутренним расположением кулачков, роторно-лопастного топливоподкачивающего насоса, дозирующего органа и регулятора частоты вращения. В роторе размещены два плунжера, совершающие возвратно-поступательное движение в радиальном направлении в соответствии с профилем кулачков кулачковой шайбы и нагнетающие топливо через осевой и радиальные каналы к одному из выходных штуцеров, с которыми при вращении ротора попеременно соединяется полость нагнетания. Дозирование топлива производится дросселированием на впуске, т. е. изменением проходного сечения дозирующего органа дроссельного крана, положение которого управляется механическим всережимным регулятором частоты вращения, связанным с рычагом управления.

Топливо нагнетается при понижающейся скорости перемещения плунжеров, которая в конце такта нагнетания становится равной нулю. Начало нагнетания в насосе DPA переменное и зависит от величины цикловой подачи. Момент начала впрыска корректируется только в функции частоты вращения ротора при помощи специального механизма и не регулируется в зависимости от нагрузки. Механизм корректирования встроен в корпус насоса и воздействует на угловое положение кулачковой шайбы. Поршень механизма опережения впрыска перемещается под действием давления подкачки, меняющегося в зависимости от изменения частоты вращения ротора. В соответствии с принципом работы насоса DPA, в нем не регулируется неравномерность подачи топлива по штуцерам, т. е. по цилиндрам дизеля, а необходимая точность обеспечивается технологически. Для обеспечения надежной работы в топливной системе румынских дизелей с насосами DPA применены вспомогательные подкачивающие диафрагменные насосы, установленные между топливным баком и фильтром.

Насосы DPA имеют такие же приспосабливаемые размеры, как распределительные насосы модели VE фирмы «Бош», используемые на большинстве зарубежных дизелей легковых автомобилей.

Ресурс топливных насосов DPA составляет 4 тыс. ч, а гарантийная наработка—2 тыс. ч. По сообщениям румынских специалистов, эксплуатация насосов DPA при температуре окружающего воздуха до 253 К не вызывает осложнений.

По лицензии фирмы «Лукас» в СРР организовано производство фильтров тонкой очистки топлива (модель 296 с бумажным фильтрующим элементом, при средней тонкости отсева—3 мкм и при 95%-ной тонкости отсева—15 мкм). Пропускная способность фильтров 296 зависит от размеров фильтрующего элемента и размеров корпуса и лежит в пределах от 45 до 180 л/ч.

Кроме лицензионной топливной аппаратуры для тракторных дизелей D-105 и D-105A, на заводе «Мефин» изготавливаются четырехплунжерные насосы типоразмера B модели P28-01 собственной разработки. Ход и диаметр плунжера—10 мм, порядок работы секций 1—3—4—2; масса насоса—17,86 кг. Насос оборудован топливоподкачивающим насосом и всережимным регулятором RV-28-600 массой 7,1 кг. Полная масса насоса—26,4 кг. Максимальная частота вращения вала—600 мин<sup>-1</sup>.

Рядные топливные насосы типоразмера A применяются на румынских автотракторных дизелях с рабочим объемом цилиндра до 1600 см<sup>3</sup>/цил и частотой вращения коленчатого вала до 2800 мин<sup>-1</sup>. Их форсирование по частоте вращения коленчатого вала ограничено—3200 мин<sup>-1</sup> (по двигателю). Роторные насосы DPA предназначены для высокооборотных дизелей с рабочим объемом цилиндра до 1000 см<sup>3</sup>/цил и частотой вращения коленчатого вала до 4000—5000 мин<sup>-1</sup>. При рабочих объемах цилиндра 600—1000 см<sup>3</sup>/цил и частотах вращения коленчатого вала около 3000 мин<sup>-1</sup> область применения насосов этих типов совпадает и зависит от требований со стороны потребителя. При рабочем процессе, не требующем повышенных давлений впрыска, например, вихрекамерном, предкамерном или при пленочном смесеобразовании, на дизелях, как правило, устанавливаются роторные насосы DPA. В частности, они применены на шестицилиндровых дизелях моделей 797-05 (по лицензии фирмы «Савнем») с размерами цилиндра 102×112 мм. При форсировании этих дизелей турбонаддувом со 100 до 113 кВт роторный насос DPA заменяется рядным насосом типоразмера A (дизель модели 798-05).

Поскольку в СРР рядные малогабаритные насосы типоразмеров M не выпускаются, вопрос о применимости роторных насосов на дизелях для легковых автомобилей D-244 и «Дачия» решен однозначно.

Роторный насос DPA имеет, по сравнению с рядным насосом, меньшие габаритные размеры и массу и обеспечивает работу дизелей на повышенных скоростных режимах. Наличие встроенного механизма опережения начала впрыска является существенным преимуществом подобных насосов. Вместе с тем они, как и любые распределительные насосы, требуют высокого уровня технологии производства, и для их техобслуживания необходим высококвалифицированный персонал.

Все производство дизельной топливной аппаратуры в СРР сосредоточено на заводе «Мефин» в г. Синая и на его филиале—заводе прецизионных деталей в г. Бряза, а фабрика по производству топливных фильтров находится в г. Бушteni.

Годовой объем выпуска топливной аппаратуры ориентировочно равен 120 тыс. рядных насосов и около 180 тыс. роторных насосов.

Основное производство (цехи корпусных деталей, обработки прецизионных деталей насосов DPA, механической обработки, сборки, испытательный участок, лаборатория и инженерные службы) размещено в г. Синая; в филиале на заводе прецизионных деталей в г. Бряза размещено литейное производство и термообработка стальных деталей, производство прецизионных пар рядных и одноплунжерных насосов и производство распылителей.

Основные особенности технологии производства топливной аппаратуры заключаются в следующем.

Спаривание игл и корпусов распылителей производится вручную, без разбивки на группы. Роторы насоса DPA и плунжеры для рядных насосов под окончательный размер обрабатываются на станках с системой активного контроля размера отверстия в корпусе (втулке плунжера).

Сопловые отверстия сверлятся за три операции—две собственно сверления и одна—калибрования—при помощи сверл, поставляемых из ФРГ. Для технологии характерно наличие большого числа ручных операций по снятию заусенцев, прочистке отверстий и каналов, промывке деталей (например, 5% рабочих занято на операциях промывки). Кроме того, в связи с невозможностью регулировать равномерность подачи по отдельным секциям регулировка роторного насоса осуществляется по суммарной производительности всех секций.

Планами реконструкции завода «Мефин» к 1985 г. намечается внедрение автоматических линий по обработке корпусов топливных насосов и регуляторов, распылителей, модернизация основного оборудования.

Канд. техн. наук М. В. МАЗИНГ,  
Б. И. ПРУДНИКОВ

## Рефераты депонированных статей

УДК 629.114.53:629.113—585.2.001.57

Имитационное моделирование процесса разгона городского автобуса с гидромеханической передачей. Кондрашкин С. И., Шарикян А. Ю., Терехов Е. М.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1984. 19 с., ил. Библиогр. 2 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 5 октября 1984 г., № 1101 ап—84 Деп)

Разработана имитационная модель и программа расчета процесса разгона автобуса с автоматической трансмиссией и дизельным двигателем с всережимным регулятором, включающая процессы трогания автобуса с места, переключение передач, блокировки гидротрансформатора.

Исследование математической модели позволяет определить скорость, путь, время, расход топлива, работу буксования фрикционов при переключении ступеней в механическом редукторе, ускорение, динамическую нагруженность трансмиссии. Представлены результаты расчета фазы разгона городского автобуса массой 15 т.

Имитационная модель предназначена для определения законов управления гидромеханической передачей на основе комплексного подхода.

УДК 621.43—83:629.113.6

К оценке эксплуатационных свойств аккумуляторных электромобилей. Алексеенко В. Н., Семенов Н. А.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность», М., 1984. 18 с., ил. Библиогр. 7 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 5 октября 1984 г., № 1102 ап—84 Деп)

Приведены зависимости, позволяющие теоретически оценить эксплуатационные свойства аккумуляторных электромобилей с учетом влияния соотношения элементов цикла движения, изменения КПД электропривода и использования систем рекуперативного торможения различных типов. Отмечается значительное снижение эффективности применения СРТ при наличии в цикле движения режима выбега. Показано влияние использования рекуперативного торможения на запас хода по циклам НАМИ I и II электромобилей с различными типами тяговых аккумуляторных батарей. На основании расчетного анализа делается вывод, что наибольшее увеличение запаса хода электромобилей могут обеспечить гибридные СРТ.

УДК 625.711.1.004.12

Статистические характеристики микропрофиля поверхности автомобильной дороги большой протяженности. Афанасьев В. Л., Кольцов В. И., Хачатуров А. А., Ковицкий В. И.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1984. 13 с., ил. Библиогр. 4 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 5 октября 1984 г., № 1103 ап—84 Деп)

В большом количестве отечественных и зарубежных исследований определялись статистические характеристики ровности поверхности участков дорог длиной от 2 до 5 км с покрытием конкретного типа. Для ряда приложений, связанных с расчетами средних скоростей движения, ресурса до капитального ремонта автотранспортных средств, оценки качества покрытия построенной дороги, принятия решения о капитальном ремонте старого дорожного покрытия и т. п., нужна количественная оценка ровности отдельных участков исследуемой дороги и ее обобщенная оценка. В статье приведены результаты исследования ровности дорожной поверхности автомобильной дороги I категории по СНиП III—40—78 протяженностью 700 км путем записи и спектральной обработки микропрофилей по правой и

левой колеям. Для всех 93 исследованных двухкилометровых участков, объединенных в три группы, приведены аппроксимирующие формулы, которые описывают соответственно 82, 16 и 2% от общего количества. Полученные формулы наглядно показывают количественные изменения состояния микропрофиля поверхности исследований автомобильной дороги. Приведены формулы, описывающие дорогу в целом. Коэффициенты, входящие в указанные формулы, вычислены путем осреднения данных по всем исследованным участкам дороги.

УДК 629.113.014.5:65.012.12

Исследование нагрузочных режимов работы деталей рулевого управления автомобиля ГАЗ-24 в условиях эксплуатации и на испытательных дорогах автополигона НАМИ. Успенский И. Н., Цхай Ф. А., Шишкин В. И., Баркалов С. А., Шатилов В. В., Белов С. А.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1984. 8 с., ил. Библиогр. 2 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 5 октября 1984 г., № 1104 ап—84 Деп)

Рассмотрены результаты исследований динамических нагрузок в деталях рулевого механизма автомобиля ГАЗ-24 при его движении в условиях эксплуатации и на испытательных дорогах автополигона НАМИ. Приведены значения максимальных пиковых нагрузок, возникающих в различных условиях испытаний, и функции распределений динамических нагрузок.

УДК 658.54:629.1

Об особенностях нормирования показателей тормозной динамики, диагностирования и технического обслуживания тормозных систем автомобилей, оборудованных регуляторами тормозных сил. Сидоров Е. Н., Русаковский А. Е.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1984. 26 с. Библиогр. 12 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 26 июня 1984 г., № 1060 ап—84 Деп)

Описаны математические модели, приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований, которые на основе разработанных комплексных показателей позволили оценить динамику автомобилей, оборудованных регуляторами тормозных сил. Определены допустимые пределы неравномерного снижения эффективности действия тормозных механизмов ряда базовых трехосных автомобилей с пневматическим тормозным приводом. Разработан метод улучшения тормозных качеств автомобилей при диагностировании и техническом обслуживании путем определения подстройки установочных характеристик регуляторов тормозных сил.

УДК 658.54:629.1

Исследование устойчивости и эффективности торможения автопоездов с учетом показателей тормозной динамики и определение допустимых пределов влияния на них эксплуатационных факторов исходя из условий выполнения безопасности движения. Сидоров Е. Н.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1984. 37 с., ил. Библиогр. 17 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 2 июля 1984 г., № 1068 ап—84 Деп)

Приведены математические модели, описывающие процесс торможения седельных и двухзвенных автопоездов, изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований по определению допустимых параметров влияния эксплуатационных факторов на тормозную динамику автопоездов на основе предложенных показателей. Разработаны рекомендации по конструктивным изменениям в тормозной системе автопоездов, обеспечивающих повышение их тормозных качеств.

Художественный редактор А. С. Вершинкин

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор А. А. Снастина

Сдано в набор 07.09.84.  
Усл. печ. л. 5,0

Усл. кр.-отт. 6,0

Уч.-изд. л. 8,1

Формат 60×90 1/8.

Подписано в печать 12.11.84.  
Печать высокая. Тираж 10838 экз.

Т-20262.  
Заказ 342.

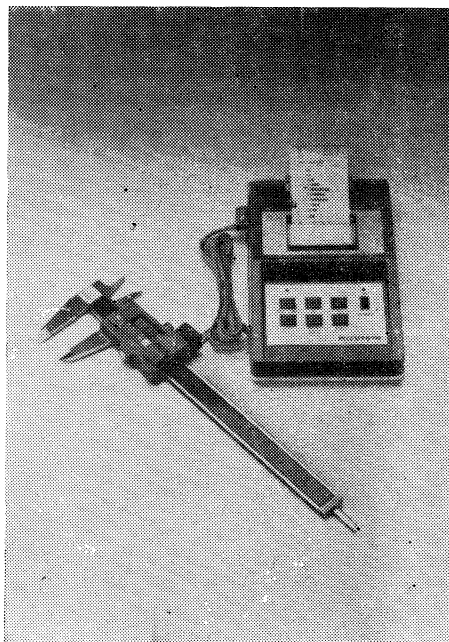
Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427, Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

# СТАТИСТИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА С ПРИМЕНЕНИЕМ МИКРОПРОЦЕССОРА

Высокое качество выпускаемых изделий обеспечивается только в том случае, если все их детали изготовлены точно по чертежам. Необходимое условие достижения этого — осуществление контроля качества.

«Мицутойо» — одна из ведущих фирм прецизионного приборостроения в мире, выпускающая изделия для обеспечения контроля качества.

На рисунках показан цифровой измерительный прибор, работающий в сочетании с микропроцессором. Результаты измерения индикатором часового типа и штангенциркулем преобразуются в цифровые сигналы, которые вводятся в микропроцессор. Микропроцессор вычисляет результаты измерения и выводит статистические данные: число образцов, максимальные, минимальные и средние значения, гистограммы и т. д., обеспечивая статистический контроль качества на заводах.

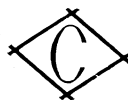


Более подробную информацию можно получить:



MI:UTOYO MFG. CO., LTD.  
МИЦУТОЙО МФГ. КО., ЛТД.

33-7, Shiba, 5-chome, Minatoku, Tokyo, Japan  
Telex: 242-2395  
Phone: [03] 453-3331



Экспортное агентство —  
фирма «ТОЙО МЕНКА КАЙША,  
ЛТД.»

Москва, 123610, Краснопресненская наб., 12  
Тел.: 253-21-54, 253-21-55, 253-21-56,  
253-21-57  
Телекс: 413170 TOMEN SU

Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, к которым они относятся.  
Запросы организаций и предприятий на проспекты и каталоги по данному объявлению следует направлять по адресу: 113461, Москва, ул. Каховка, 31, В О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА».

## Анаэробная композиция для герметизации и контровки механических соединений

Предлагается лицензия на эффективную анаэробную композицию, предназначенную для герметизации и контровки механических соединений, например, резьбовых, с целью предотвращения их ослабления под действием вибрации или других нагрузок.

Композиция отличается длительной жизнеспособностью, обеспечивает высокую степень герметичности соединяемых поверхностей, отверждается на любой твердой подложке с одинаковой скоростью.

Механические соединения, собранные при помощи композиции, способны работать в различных химических средах, например, бензине, керосине, авиационных топливах, синтетических маслах и воде, при температуре 423 К не менее 1000 ч и выдерживать не менее 15 тыс. ударов при перегрузке от 5 до 20 g.

Резьбовые соединения, собранные при помощи композиции, отличаются высокой механической прочностью и выдерживают давления не менее 500 кгс/см<sup>2</sup>. Прочность резьбовых соединений не снижается после пребывания их в тропической камере и от воздействия плесневых грибов.

### ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА:

Жизнеспособность . . . . .	1 год
Время начала полимеризации . . . . .	2—6 мин
Прочность соединения резьбовых деталей (момент кручения) . . . . .	250—450 кгс·см
Рабочие температуры . . . . .	213—423 К

Длительная жизнеспособность композиции, способность сохранять в течение года активное рабочее состояние и высокие физико-механические свойства, комплектовать и накапливать их для дальнейшего применения.

Предлагаемая анаэробная композиция отверждается без доступа воздуха, отличается простотой получения и низкой себестоимостью, позволяет полностью механизировать процесс сборки изделий и герметизации механических соединений.

Способ герметизации механических соединений с применением анаэробной композиции патентуется.

*По всем вопросам приобретения лицензии обращаться в В/О «Лицензинторг», Москва, 121108, ул. Минская, 11, Телефон 145-11-11, телекс 411246.*